

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ GRENOBLE ALPES

Spécialité : **Sciences pour l'ingénieur**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

Marie - V. SWIATEK

Thèse dirigée par **Gilles FRAISSE** et

codirigée par **Mickaël PAILHA**

préparée au sein du **Laboratoire Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement**
dans l'**École Doctorale SISEO**

Étude de la convection naturelle et de la stratification thermique dans une cavité inclinée et chauffée au milieu – Application aux capteurs solaires autostockeurs

Thèse soutenue publiquement le **6 novembre 2015**,
devant le jury composé de :

Mr Gilles FRAISSE

Professeur, Université Savoie Mont Blanc (Directeur de thèse)

Mr Stéphane LASSUE

Professeur, Université d'Artois (Rapporteur)

Mr Frédéric KUZNIK

Professeur, INSA de Lyon (Rapporteur)

Mr Mickaël PAILHA

Maître de conférences, Université Savoie Mont Blanc (Co-directeur de thèse)

Mr Didier SAURY

Professeur, ENSMA (Président du jury)

Mme Stéphanie GIROUX-JULIEN

Maître de conférences HDR, Université de Lyon 1 (Examinatrice)



Remerciements

Le travail et les résultats présentés dans ce manuscrit sont le fruit des apports et interactions de différentes personnes qui ont contribué d'une manière ou d'une autre à l'aboutissement de cette thèse. Je tiens évidemment à toutes les remercier chaleureusement pour leur soutien. Pour autant, je suis désolée de ne pouvoir toutes les nommer sous peine de remplir un nouveau manuscrit.

Je dois en premier lieu remercier mes encadrants Gilles FRAISSE et Mickaël PAILHA pour m'avoir donné l'opportunité d'effectuer ce travail, ainsi que Benoît STUTZ, directeur du LOCIE, pour m'avoir accueillie dans cette structure où j'ai trouvé une bonne ambiance de travail.

Je tiens ensuite à exprimer ma gratitude envers les rapporteurs de mon travail, Messieurs Frédéric KUZNIK et Stéphane LASSUE, pour leur commentaires pertinents, tout comme envers les autres membres de mon jury de thèse, Monsieur Didier SAURY et Madame Stéphanie GIROUX-JULIEN. Merci à vous.

Par ailleurs, je tiens à remercier de tout cœur l'équipe technique composée de Thierry GOLDIN et Cédric POINARD pour leur savoir-faire et leur présence. Sans eux, ainsi que sans les conseils avisés de Monsieur Jean-Jacques LASSERRE, la mise en place du banc expérimental aurait été une tâche insurmontable.

En outre, je remercie l'équipe administrative : Elisabeth, Isabelle et Martine, pour leur patience et leur aide dans les différentes démarches.

Un grand merci également aux collègues du LOCIE qui font de ce laboratoire un lieu de travail agréable, et qui ont su m'écouter, me conseiller et me rendre service lorsque j'en ai eu besoin.

Je souhaite également remercier tous ceux avec qui j'ai pu nouer des liens d'amitié privilégiés tant au sein du laboratoire qu'au niveau de l'Université (chacun se reconnaîtra). Leur présence à mes côtés a permis à ces trois années de se transformer en expérience humaine très riche. Merci du fond du cœur !

Je tiens par ailleurs à exprimer ma gratitude envers le club de taekwondo de Chambéry dont les entraîneurs et les membres m'ont accueillie chaleureusement. Ce fut un plaisir de m'entraîner avec vous !

Je tiens enfin à remercier ma famille pour son soutien indéfectible dans tous les aspects de ma vie, ainsi que mon conjoint César pour avoir supporté la distance qui nous a séparés durant ces trois années.

Une fois encore, MERCI !

Résumé

La réglementation thermique sur les bâtiments en France impose le recours aux énergies renouvelables. L'énergie solaire, à la fois thermique et photovoltaïque, présente un grand potentiel en termes de disponibilité. Néanmoins, du fait de son caractère intermittent, des systèmes de stockage associés sont nécessaires.

Le présent travail de thèse étudie les phénomènes de convection naturelle dans une cavité fermée à haut rapport de forme ($H/L = 13$) représentant le réservoir de stockage d'un capteur solaire intégrant le stockage (CSIS). Dans un premier temps, un état de l'art des systèmes existants ainsi qu'une étude bibliographique des phénomènes gouvernant leur comportement sont réalisés. Il y est mis en évidence l'importance de la stratification des températures au sein du réservoir pour l'amélioration des performances globales du système. Dans un second temps, une étude expérimentale de la cavité est effectuée pour la compréhension des écoulements liés à la mise en place d'une stratification thermique satisfaisante, ainsi que des paramètres pouvant l'influencer. Dans cette étude, une plaque de stratification est ajoutée à l'intérieur de la cavité pour canaliser le fluide chaud ascendant, limitant ainsi le brassage du fluide. Un écoulement inverse est observé au niveau de la sortie de ce canal. Ce phénomène est responsable de l'écart de température obtenu entre le haut et le bas du système. Une étude numérique CFD de la cavité a donc été conduite pour étudier l'influence de différents paramètres sur le comportement thermique et de l'écoulement. La diminution de l'écoulement inverse permet une meilleure circulation du fluide dans la globalité de la cavité. Afin de déterminer si la stratification thermique observée dans le système de stockage permet l'obtention de rendements intéressants au niveau du CSIS, une modélisation nodale du système a été effectuée afin d'en simuler le comportement sur une année. Différents paramètres tels que la position de la zone d'échange entre le collecteur et le réservoir de stockage, ou encore l'épaisseur de l'isolant ont été étudiés pour quantifier leur influence sur les performances globales du système complet.

Mots clés : CSIS, convection naturelle, stratification thermique, PIV, CFD, modèle nodal

Abstract

Thermal regulation for residential buildings in France makes the resort to renewable energy mandatory. Solar energy has an important potential regarding its availability, for both thermal and photovoltaic applications. However, due to its intermittency, there is a need for a storing device. Concerning solar thermal systems, Integrated Collector Storage Solar Water Heaters (ICSSWH) have the advantage of a simple design and use combined with reduced costs compared to more classical devices. These systems also enable to avoid the problem of finding space for the installation of a storage system in a pre-existing building, making them more suitable for energy renovation.

The present work studies the phenomena of natural convection in an enclosed cavity with high aspect ratio ($H/L = 13$) representing the storage of an ICSSWH. Firstly, a state of the art of existing systems as well as a literature review of the phenomena governing their behavior are conducted. The importance of thermal stratification inside the storage tank for the increase of global efficiency for the whole system is highlighted. Secondly, an experimental study of the cavity is performed to understand the fluid flow linked to the satisfying stratification obtained in the system, and find the parameters influencing it. In the experimental setup, a stratification plate is added inside the cavity to harness the ascending hot flow, hence limiting the mixing of fluid which is responsible for the destratification. The heated zone, which represents the exchange between the solar collector and the storage, is placed in the middle of the upper wall of the system, resulting in a good thermal stratification. A reverse flow can be observed at the channel outlet, which is the main parameter for the high temperature difference obtained between the top and the bottom of our system. A CFD study of the cavity with the stratification plate is then conducted to determine the influence of several parameters on the thermal and fluid flow behavior of the system. The decrease of reverse flow allows a better loop of the fluid in the whole cavity. In order to discover whether the thermal stratification observed in the storage leads to a better annual efficiency for the whole ICSSWH, a nodal model is used. Several parameters such as the position of the heat exchange zone between the collector and the storage or the insulation thickness are studied to quantify their influence on thermal stratification, and hence on the overall efficiency of the system.

Keywords : ICSSWH, natural convection, thermal stratification, PIV, CFD, nodal model

Table des matières

Résumé	i
Abstract	iii
Introduction	1
1 Étude bibliographique	3
1.1 Les capteurs solaires intégrant le stockage	3
1.1.1 Contexte	3
1.1.2 État de l’art des capteurs autostockeurs	7
1.1.3 Performances des systèmes solaires thermiques	11
1.1.4 Efficacité du stockage et stratification	16
1.2 Les phénomènes de convection naturelle	27
1.2.1 Équations de la convection naturelle	27
1.2.2 Phénomènes convectifs dans une cavité fermée	33
1.2.3 Convection naturelle dans un canal ouvert	39
1.3 Modélisation du réservoir de stockage	43
1.3.1 Modèle parfaitement brassé	43
1.3.2 Modèles 1D multicouches, ou approche nodale	44
1.3.3 Modèle zonal	46
1.3.4 Modèles neuronaux	47
1.3.5 Modèles CFD (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)	48
1.4 Conclusion	51
2 Étude expérimentale	53
2.1 Choix de la nouvelle configuration expérimentale	53
2.1.1 Cas d’une cavité chauffée en partie basse	53
2.1.2 Pistes d’amélioration de la stratification	55
2.1.3 Étude numérique préalable	55
2.2 Le dispositif expérimental	60
2.2.1 Description du dispositif	60
2.2.2 Instrumentation	63
2.3 Étude thermique de la cavité	71
2.3.1 Bilan thermique	71
2.3.2 Étude du comportement thermique et de la stratification	74
2.4 Caractérisation des écoulements	77
2.4.1 Description des zones d’écoulement	77
2.4.2 Détermination du régime de l’écoulement	90
2.5 Conclusion	96

3	Modélisation numérique de la cavité	97
3.1	Généralités sur la CFD	97
3.1.1	Maillage et pas de temps	97
3.1.2	Modélisation des écoulements	100
3.2	Validation par comparaison avec les expériences	102
3.2.1	Conditions aux limites	102
3.2.2	Étude de l'influence du maillage et du pas de temps	104
3.2.3	Influence du modèle	111
3.2.4	Conclusions et choix d'une configuration numérique	114
3.3	Étude paramétrique	114
3.3.1	Nouvelles configurations	115
3.3.2	Résultats obtenus	117
3.4	Conclusion	120
4	Modélisation globale du CSIS	121
4.1	La cavité avec plaque de stratification	121
4.1.1	Modèle simplifié	121
4.1.2	Résultats et validation du modèle de la cavité avec plaque	126
4.2	Performances annuelles du CSIS	129
4.2.1	Description du CSIS	129
4.2.2	Hypothèses de fonctionnement	132
4.2.3	Évaluation des performances annuelles	134
4.3	Conclusion	141
	Conclusion générale et perspectives	141
	Références	146
A	Efficacité de stratification	155
B	Photos du dispositif expérimental	157
C	Résistances chauffantes	161
D	Étalonnage des thermocouples	163
D.1	Principes	163
D.1.1	Fonctionnement d'un TC, les différents types de TC	163
D.1.2	Étalonnage des TC : principe et banc	164
D.2	Résultats	165
D.2.1	Relevé des mesures	165
D.2.2	Détermination graphique de l'incertitude	165
E	Programme pour l'automatisation de l'acquisition	167
F	Matrice du système d'équation pour le canal	171

Table des figures

1.1	Part des différents combustibles dans la totalité (a) de l’approvisionnement en énergie primaire (TPES pour <i>total primary energy supply</i>) et (b) de la consommation finale en 1973 et 2010 dans le monde [1]	4
1.2	Production primaire des énergies renouvelable dans l’Europe des 27 en 2011	5
1.3	CSIS (a) à réservoir cylindrique avec concentrateur [2], et (b) dont le réservoir est divisé en deux par une plaque isolante [3]	8
1.4	Différents CSIS à cuve de stockage rectangulaire par les entreprises Soletrol (a : Popsol, b : Topsol), AST (c : Compact) et Orkli (d : OKSOL 150) . . .	9
1.5	CSIS à stockage cylindrique (a : Alpha de Sole S.A. et b : Sunflow de HydroQuest Inc.) et tubulaire (c : CopperSun de Integrated Solar et d : Slim solar de ATC Solar)	9
1.6	CSIS à stockage hémisphérique (a : Nanosol de Eziñç et b : CSIS de Solar Energie Stefanakis) et sphérique (c : Sferasol d’Ecozen)	10
1.7	(a) Schéma de principe du CSIS étudié [4] et (b) prototype complet testé au CEA-INES [5]	11
1.8	Différents degrés de stratification dans des cavités de stockage contenant la même énergie étant (a) très stratifié, (b) modérément stratifié et (c) complètement brassé [6].	17
1.9	(a) Différentes géométries d’entrée étudiées [7] et (b) Schéma de fonctionnement du système à canne [8]	18
1.10	Différentes méthodes pour caractériser la stratification thermique.	19
1.11	Grandeurs représentatives des couches limites dynamique et thermique le long d’une paroi verticale chauffée (a) pour $Pr > 1$ et (b) pour $Pr < 1$ [9] .	32
1.12	Représentation schématique des différentes conditions aux limites rencontrées dans une cavité fermée [7].	34
1.13	Les différents régimes caractéristiques des écoulements de convection naturelle en cavité fermée en fonction du nombre de Rayleigh et du rapport de forme [9].	35
1.14	(a) Schéma du système étudié par Elsherbiny et (b) Influence de l’angle d’inclinaison sur le nombre de Nusselt [10]	37
1.15	(a) Schéma du système étudié par Al-Bahi et al. et (b) Influence de l’angle d’inclinaison sur le nombre de Nusselt [11]	38
1.16	Schéma de la cavité chauffée discrètement [12].	38
1.17	(a) Schéma du canal chauffé asymétriquement dans l’étude d’Ospir et al. [13] et (b) dans l’étude de Dupont et al. [14].	41
1.18	(a) Représentation schématique des phénomènes avec l’écoulement inverse (b) Variation du débit entrant et sortant du canal en fonction du rapport de forme [15]	42

1.19	Existence de l'écoulement inverse selon les valeurs de Ra_H et H/b [120] . . .	42
1.20	Modélisation d'un réservoir en N nœuds [16]	44
1.21	Principe de fonctionnement du modèle à écoulement piston [16]	45
1.22	(a) Échanges de masse et de chaleur au sein du nœud i [16] et (b) schéma du Type 541 de TRNSYS [17]	46
1.23	Représentation du modèle zonal de Kenjo [18]	47
1.24	Exemple de graphe d'un réseau de neurones [8]	47
2.1	(a) Conditions aux limites et géométrie du système étudié par CFD et (b) profils température dans le réservoir pour différentes épaisseurs de canal C – simulation numérique à $t=1h$ [7]	54
2.2	Représentation de la position de la zone de chauffe pour les différents cas . . .	57
2.3	Profils de (a) température au centre de la cavité après 3h de chauffe pour les différentes configurations étudiées et (b) vitesse après 3h de chauffe à la fin de la zone chauffée pour les cas sans plaque et en sortie de canal pour les cas avec plaque de stratification	58
2.4	Photo du dispositif expérimental sur son châssis inclinable	60
2.5	Schéma de la cavité instrumentée	61
2.6	Schéma de la disposition des éléments dans le bloc de la zone chauffée . . .	62
2.7	Schéma de principe d'acquisition de PIV (source : site de Dantec Dynamics)	66
2.8	Schéma des différentes acquisitions de l'image d'une particule sur les pixels de la caméra [7]	69
2.9	Régions d'acquisition PIV et lignes sur lesquelles sont prises les profils de vitesse	70
2.10	Schéma de la synchronisation des moteurs avec l'actionnement du laser . . .	71
2.11	Mesure du flux perdu à l'arrière des résistances chauffantes par les flux-mètres et les thermocouples pour le cas Hme A45P36	74
2.12	Evolution de la température au cours du temps pour trois positions de thermocouples et deux longueurs de plaque de stratification pour des cas inclinés à 30° et chauffés à 3600 W/m^2	75
2.13	Profils de température après une et trois heures de chauffe pour différents cas chauffés à 3600 W/m^2	76
2.14	Résultats donnés par le calcul du coefficient de stratification ST pour les différents cas étudiés	76
2.15	Évolution du profil de température en fonction du temps pour (a) le cas Hme A45P36 après 7h de chauffe et (b) le cas Hmf A45P36 sans apport de chaleur après 7h de chauffe ($t=0$ correspond à l'arrêt de la chauffe 7h après son allumage)	78
2.16	Représentation schématique des écoulements ayant lieu dans la cavité . . .	79
2.17	Vorticité et divergence à $t = 3 \text{ h}$ pour les cas Hmf A30P18 et Hme A30P36	81
2.18	Débit volumique moyen par unité de longueur descendant dans la région R10 pour différents cas	82
2.19	Épaisseur moyenne du panache et débit pour les deux longueurs de plaque avec un angle de 45° et une puissance de 3600 W/m^2 dans les régions R9 et R10	83
2.20	Mise en évidence de l'écoulement inverse par photographie des traceurs en sortie de canal	84

2.21	Champ de module de vitesse pour les trois angles étudiés après 3h de charge pour la configuration Hme et un flux de 1800 W/m^2 , dans les régions R7 et R8	84
2.22	Vitesse V en plusieurs points proches de la sortie du canal pour le cas Hmf A45P36	85
2.23	Mise en évidence de la couche limite secondaire pour le cas Hmf A30P18 à $t = 1 \text{ h}$ (zoom à la sortie du canal, région R7)	87
2.24	Mise en évidence des structures tourbillonnaires dans la zone de descente du fluide	87
2.25	Phénomènes caractéristiques de la zone D aux alentours de 3 h de chauffe pour les cas (a) Hmf et (b) Hme	88
2.26	Évolution de la vitesse moyenne dans le champ au cours du temps dans la région R5 (zone C)	90
2.27	Photo d'une visualisation de l'écoulement mis en avant à l'aide de fluorescéine pour le cas HmeA45P36	92
2.28	Intensité de turbulence de vitesse V (moyenne en temps et en espace) pour une puissance de chauffe de 3600 W/m^2 à différents angles dans la région R10	92
2.29	Fonctions de structure d'ordre 2 pour différents cas dans la région R10 hors panache pour (a) la vitesse U et (b) la vitesse V	95
3.1	Schéma d'un ensemble d'éléments de maillage de largeur unité [19]	98
3.2	Schéma de la séparation de la géométrie pour le maillage MFM : R5 représente la plaque de PMMA, et toutes les autres régions sont celles du fluide	99
3.3	Représentation schématique d'un maillage (a) peu défini proche paroi pour l'utilisation d'une loi de paroi et (b) raffiné proche paroi pour une définition précise de l'écoulement de couche limite [7]	100
3.4	Représentation schématique de l'utilisation des modèles $k - \varepsilon$ et $k - \omega$ pour un modèle SST [7]	102
3.5	Schéma des conditions aux limites du système modélisé numériquement par CFD	103
3.6	Schéma du profil de vitesse servant à calculer le taux de recirculation	104
3.7	Schéma des lignes principales sur lesquelles les grandeurs du système ont été prises (la plaque de stratification n'est pas représentée)	104
3.8	Zoom proche de la sortie du canal de différents maillages réalisés avec la méthode de balayage (Sweep)	106
3.9	Profils (a) de température à $t = 3 \text{ h}$ et (b) de vitesse V à $t = 1 \text{ h}$ et $y = 0,9 \text{ m}$ pour différents maillages pour le cas Hme A45P36	107
3.10	Profils (a) de température à $t = 3 \text{ h}$ et (b) de vitesse V à $t = 1 \text{ h}$ et $y = 0,9 \text{ m}$ pour différents maillages et pas de temps pour le cas Hme A45P36 (modèle laminaire)	108
3.11	Divergence de la vitesse pour le cas Hme A45P36 à $t = 3 \text{ h}$ pour le maillage M5 avec un pas de temps de $0,75 \text{ s}$ - échelle de -1 (bleu foncé) à 1 (rouge) s^{-1}	108
3.12	Différentes méthodes de maillage testées : (a) Sweep, (b) MultiZone (MZ) et (c) Mapped Face Meshing (MFM)	109
3.13	Profils (a) de température et (b) de vitesse V à $t = 1 \text{ h}$ pour différentes méthodes de maillages pour le cas Hmf A45P36 (modèle laminaire)	110

3.14	Profils (a) de température et (b) de vitesse V à $t = 1$ h pour différents modèles pour le cas Hme A45P36 en utilisant la méthode de maillage MFM	112
3.15	Première fonction de mélange pour le modèle SST dans le cas Hme A45P36 à $t = 3$ h, la couleur rouge correspondant à 1 et la bleue à 0	113
3.16	Courbes de variation de y^+ pour différents modèles de turbulence, pour la simulation Hme A45P36 à $t = 1$ h	113
3.17	(a) cas de base et (b) cas avec paroi inclinée dans l'étude de Khanal et al. [20]	116
3.18	Nouvelles configurations étudiées numériquement : (a) modification de la sortie du canal uniquement, (b) inclinaison importante de la plaque et (c) inclinaison moins importante	116
3.19	Profils (a) de température et (b) de vitesse V à $t = 3$ h pour les différentes modifications apportées au cas Hmf A45P36	118
3.20	Profils de vitesse en bas de la cavité ($y = 0,2$ m) pour les différents cas à $t = 3$ h	119
3.21	Schéma de la distribution de l'échangeur dans le réservoir de stockage	119
3.22	Profils de température après insertion de l'échangeur	120
4.1	Schéma des paramètres et grandeurs présents dans le modèle du canal	122
4.2	Distribution des nœuds dans la cavité et lien avec le canal pour un angle de (a) 30° et (b) 45°	124
4.3	Comparaison des profils de température obtenus en CFD et avec TRNSYS pour différents nœuds d'entrée dans le canal	127
4.4	Comparaison des débits dans le canal obtenus en CFD et avec TRNSYS pour différents nœuds d'entrée dans le canal	128
4.5	Représentation schématique du CSIS complet	129
4.6	Schéma des différents composants de la simulation globale TRNSYS et de leurs connexions	130
4.7	Variation du débit dans le capteur en fonction de l'éclairement incident sur sa surface	132
4.8	Représentation de la boîte à eau avec les températures concernant les échanges de chaleur	132
4.9	(a) Température moyenne et (b) Intensité du rayonnement solaire sur la surface du capteur pour différentes villes	133
4.10	(a) Volume d'eau moyen puisé par jour durant une année et (b) Débit de puisage au cours du temps	135
4.11	Couverture solaire moyenne mensuelle selon l'angle d'inclinaison du système	136
4.12	Energie annuelle récupérée par le capteur, l'échangeur ECS, et perdue vers l'environnement pour différents systèmes et villes	138
4.13	Energie annuelle récupérée par le capteur, l'échangeur ECS, et perdue vers l'environnement pour des CSIS de taille différente	140
B.1	Thermocouples installés sur la séparatrice dans la cavité	157
B.2	Installation des différents éléments du bloc de chauffe	157
B.3	Cuve pour l'initialisation de la température et bain thermostaté	158
B.4	Laser sur son support à plaque inclinable	158
B.5	Dispositif expérimental en conditions de fonctionnement	159
C.1	Schéma électrique du montage des résistances chauffantes	161

D.1	(a) Schéma de principe de la thermoélectricité et (b) Schéma de principe de mesure de température par thermocouple	164
D.2	Banc d'étalonnage des thermocouples	164
D.3	(a) Paliers de validation de l'étalonnage pour les thermocouples de type K et (b) zoom sur le palier de température de 49 °C	166

Liste des tableaux

2.1	Spécifications du maillage pour l'étude préliminaire	56
2.2	Cas étudiés pour le choix d'une configuration expérimentale	57
2.3	Calcul des différents paramètres d'efficacité à $t = 3h$	59
2.4	Cas étudiés expérimentalement avec la valeur du nombre de Rayleigh	62
2.5	Valeurs des variables pour les calculs de flux	65
2.6	Critères à respecter pour une bonne acquisition en PIV	67
2.7	Valeurs des variables pour les différents critères PIV	68
2.8	Signification des paramètres des équations de bilan thermique	73
2.9	Echelle de Taylor et nombre de Reynolds basé sur cette échelle pour différents cas chauffés à 3600 W/m^2	93
3.1	Paramètres de l'étude de sensibilité du maillage pour le cas Hme A45P36	105
3.2	Résultats de l'étude de sensibilité aux modèles pour le cas Hme A45P36 M5 MFM ($\Delta t = 0,75 \text{ s}$)	111
4.1	Valeurs des paramètres de la simulation	126
4.2	Énergie (MJ) contenue dans les systèmes pour les différentes simulations et écarts entre les résultats obtenus	127
4.3	Coefficients pour le rendement du capteur	131
4.4	Coefficients pour le calcul de la température de l'eau froide venant du réseau et zone thermique de chaque ville [7]	134
4.5	Valeurs annuelles moyennes pour différents angles d'inclinaison du CSIS, de la couverture solaire et de la productivité	136
4.6	Valeurs annuelles moyennes pour différentes villes de la température extérieure, de l'éclairement dans le plan du capteur et de la couverture solaire	137
4.7	Valeurs annuelles moyennes de la couverture solaire pour différentes villes pour le cas de notre CSIS et d'un système à thermosiphon	138
4.8	Différents paramètres du CSIS avec la valeur de la couverture solaire et de la productivité	139
4.9	Valeurs annuelles moyennes de la couverture solaire pour différentes positions de la zone d'apport de chaleur et isolations	140
C.1	Valeurs des différentes résistances	162

Nomenclature

A	Surface (m^2)
A_r	Rapport de forme
a	Diffusivité thermique (m^2/s)
b	Épaisseur du canal (m)
C	Concentration (part/ m^3)
C_p	Capacité calorifique à pression constante ($\text{J}/(\text{kg.K})$)
CFL	Nombre de Courant
CS	Couverture solaire
D	Diamètre (m)
E	Énergie (J)
E_R	Réponse énergétique
e	Épaisseur (m)
F	Force (N)
F_E	Facteur de récupération enthalpique
Fr	Nombre de Froude
G	Éclairement solaire sur la surface du capteur (W/m^2)
Gr	Nombre de Grashof
g	Accélération de la pesanteur (m/s^2)
H	Hauteur (m), ou entropie (J)
h	Coefficient d'échange ($\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$)
L	Longueur (m)
M	Moment d'énergie (J.m)
MIX	Nombre MIX
MUE	Maximal Useful Energy
m	Masse (kg)
\dot{m}	Débit massique (kg/s)
N	Nombre de nœuds
Nu	Nombre de Nusselt
Pe	Nombre de Péclet
Pr	Nombre de Prandtl
R	Résistance thermique ($\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$) ou électrique (Ω)
Q	Débit volumique (m^3/s)
R_{EG}	Ratio de génération d'entropie
R_f	Rapport de forme
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds
Ri	Nombre de Richardson

S	Entropie (J/K)
SEN	Storage Evaluation Number
ST	Coefficient de stratification
Str	Nombre de stratification
T	Température (K ou °C)
t	Temps (s)
U	Coefficient global d'échange ($W/(m^2.K)$), ou énergie interne (J)
u, v, w	Composants du vecteur vitesse selon les axes x, y, z respectivement (m/s)
V	Volume (m^3)
W	Largeur (m)
x, y, z	Axes du repère

Lettres grecques

α	Facteur d'absorption
β	Coefficient d'expansion thermique du fluide (1/K)
δ	Epaisseur de couche limite (m)
η	Efficacité, rendement
θ	Angle d'inclinaison (°)
λ	Conductivité thermique ($W/(m.K)$)
μ	Viscosité dynamique (Pa.s)
ν	Viscosité cinématique (m^2/s)
ξ	Exergie (J)
ρ	Masse volumique (kg/m^3)
τ	Facteur de transmission, ou temps caractéristique (s)
ϕ	Flux (W)
φ	Densité de flux (W/m^2)

Indices

$_0$	Relatif à l'état de référence
$_{amb}$	Relatif à l'environnement, l'extérieur
$_{aux}$	Relatif à un apport auxiliaire d'énergie
$_c$	Relatif à la charge du réservoir
$_{capt}$	Relatif au capteur solaire
$_{ch}$	Chaud
$_{cond}$	Relatif à la conduction
$_{conv}$	Relatif à la convection
$_d$	Relatif à la décharge (soutirage)
$_{dyn}$	Relatif au mode dynamique (charge et décharge)
$_{eau}$	Relatif à l'eau
$_f$	Final
$_{fr}$	Froid
$_{hx}$	Relatif à l'échangeur

<i>i</i>	Initial
<i>idéal</i>	Relatif à un système idéal
<i>in</i>	Relatif à l'entrée
<i>inf</i>	Relatif à la paroi inférieure
<i>inj</i>	Relatif à l'injection
<i>lat</i>	Relatif aux parois latérales
<i>max</i>	Maximal
<i>min</i>	Minimal
<i>mix</i>	Relatif à un système complètement brassé
<i>n</i>	Relatif au nœud n
<i>opt</i>	Optique
<i>out</i>	Relatif à la sortie
<i>p</i>	Relatif à la plaque de stratification
<i>part</i>	Relatif aux particules de la PIV
<i>per</i>	Relatif aux pertes
<i>rad</i>	Relatif au rayonnement
<i>st</i>	Relatif au stockage
<i>stat</i>	Relatif au mode statique (ni charge ni décharge)
<i>strat</i>	Relatif à un système parfaitement stratifié
<i>sup</i>	Relatif à la paroi supérieure
<i>sys</i>	Relatif au système complet
<i>test</i>	Relatif au système testé, étudié

Exposants

*	Adimensionnel
<i>in</i>	Relatif à l'entrée
<i>int</i>	Relatif à l'intérieur du système
<i>irr</i>	Relatif aux phénomènes irréversibles
<i>out</i>	Relatif à la sortie
<i>per</i>	Relatif aux pertes
<i>st</i>	Relatif au stockage

Sigles et acronymes

ANR	Agence Nationale pour la Recherche
CFD	Computational Fluid Dynamics
CSIS	Capteur Solaire Intégrant le Stockage
ECS	Eau Chaude Sanitaire
GES	Gaz à Effet de Serre
IEA	International Energy Agency
PIV	Particle Image Velocimetry
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RT	Règlementation Thermique
TC	Thermocouple

Introduction

La demande en énergie est toujours plus croissante d'année en année depuis plusieurs décennies. En outre, depuis la fin des années 60, l'homme consomme plus de ressources que la Terre n'est capable d'en fournir pour maintenir un équilibre durable [21]. Ainsi, pour limiter les émissions de gaz à effet de serre ayant un effet néfaste sur le climat et réduire le recours aux énergies fossiles, il convient de développer des systèmes faisant appel aux énergies renouvelables afin de répondre à la demande énergétique.

Parmi la grande variété de sources d'énergies renouvelables, le solaire représente le plus grand vivier puisque la Terre reçoit en 90 min les besoins planétaires annuels [22]. Néanmoins, les difficultés technologiques de stockage et transport de cette énergie à grande échelle ou encore les problèmes de coût en limitent les applications.

Toutefois, cette énergie a depuis très longtemps été utilisée, et des systèmes très simples peuvent servir pour le chauffage de l'eau. Les capteurs solaires intégrant le stockage (CSIS) font partie de ce genre de systèmes : ils permettent d'avoir dans un même équipement le capteur et le stockage de l'énergie sous forme d'eau chaude. Le plus souvent, cette eau chauffée est utilisée pour l'eau chaude sanitaire (ECS).

Dans le cadre de ce travail de thèse, financée par une bourse ministérielle, nous allons étudier un CSIS approprié pour la rénovation énergétique des bâtiments. En effet, le haut rapport de forme de son stockage parallélépipédique ($H/L = 13$) facilite l'intégration en toiture. Un système équivalent a déjà été étudié dans le cadre du projet ANR RenEauSol, permettant la compréhension d'un certain nombre de phénomènes se produisant dans le stockage, gouverné par des écoulements de convection naturelle. La faible stratification thermique du réservoir a été identifiée comme principal paramètre à améliorer pour l'obtention de performances globales supérieures [7].

Ainsi, dans le but d'améliorer la stratification au sein du stockage et donc de maximiser le rendement annuel du CSIS, nous avons conduit une étude du système selon le plan suivant :

- dans un premier temps, nous nous intéressons au contexte global de l'étude pour comprendre les besoins et enjeux de tels systèmes, pour ensuite nous intéresser aux CSIS déjà existants et plus particulièrement à celui développé dans le cadre du projet ANR RenEauSol. En outre, afin de comprendre les phénomènes se produisant dans le réservoir de stockage de notre cas d'étude, nous effectuons une revue des connaissances concernant les écoulements de convection naturelle dans les cavités fermées et dans les canaux ouverts.
- dans un second temps, nous étudions expérimentalement une cavité inclinable, à haut rapport de forme et chauffée à flux constant, représentant le réservoir de stockage de notre CSIS. Les études thermiques à l'aide de thermocouples, de visualisation des écoulements et de mesure des champs de vitesse dans le plan à l'aide de la PIV (de l'anglais *Particle Image Velocimetry*) permettent de caractériser les

phénomènes qui s’y déroulent en faisant varier plusieurs paramètres, notamment l’angle d’inclinaison et la puissance de chauffe imposée.

- ensuite, nous étudions numériquement par CFD la configuration de la cavité, pour déterminer les méthodes de maillage, modèles et autres paramètres les plus adaptés pour reproduire de manière fidèle la géométrie et les phénomènes se produisant dans la cavité. Cela permet par la suite de modifier des paramètres pour optimiser la configuration initiale.
- enfin, nous testons la configuration optimale issue de l’étude CFD dans des modèles globaux permettant de simuler le comportement annuel du CSIS complet. Cela rend possible la comparaison de différents systèmes et l’étude de l’influence de différents paramètres sur l’efficacité annuelle.

Chapitre 1

Étude bibliographique

Dans ce chapitre, nous allons tout d’abord introduire le contexte général de cette étude pour situer les enjeux actuels des systèmes solaires thermiques, puis présenter un état de l’art en ce qui concerne plus spécifiquement les Capteurs Solaires Intégrant le Stockage (CSIS) ainsi que la manière de déterminer leurs performances. Ensuite, afin de mieux comprendre les phénomènes se produisant dans le système étudié dans ce présent travail de thèse, nous allons nous intéresser à la convection naturelle en rappelant les équations de base la gouvernant, puis en détaillant les études qui se rapprochent de notre configuration, à savoir la cavité fermée et le canal ouvert. Enfin, pour étudier les phénomènes précédemment mentionnés, nous verrons les différents modèles numériques qui existent pour les reproduire.

1.1 Les capteurs solaires intégrant le stockage

Cette partie a pour but de présenter les capteurs solaires intégrant le stockage, également appelés capteurs auto-stockeurs. Le contexte présentant les enjeux environnementaux seront d’abord introduits pour mieux comprendre les problématiques permettant le développement et l’intégration de tels systèmes. Un état de l’art des technologies de CSIS sera abordé, en développant plus particulièrement le système étudié lors d’un précédent travail de thèse [7] dans le cadre du projet ANR Réneausol [4, 5]. Enfin, les moyens d’évaluation des performances des CSIS seront présentés.

1.1.1 Contexte

Dans cette section, le cadre général de l’étude menée au cours de la thèse, et l’importance du recours aux énergies renouvelables dans le contexte du changement climatique et de la crise énergétique liée à l’épuisement des ressources d’énergie fossile auquel nous devons faire face, vont être présentés.

Le changement climatique et les énergies renouvelables

L’activité humaine depuis le début de l’ère industrielle a pour principales conséquences une consommation d’énergie sans cesse croissante – les consommations ont doublé durant les quarante dernières années, voir figure 1.1 – et le rejet dans l’atmosphère de gaz à effet de serre (GES), ayant sur l’environnement et le climat des répercussions dont nous sommes les témoins depuis plusieurs décennies. Les effets combinés de la déforestation et

des émissions anthropiques de GES sont un dérèglement du cycle naturel du carbone sur Terre, dont le résultat est une augmentation de la température moyenne planétaire de 0,74°C entre 1906 et 2005 [23]. Face à l'épuisement des ressources, des alternatives pour la production d'énergie autre que par la combustion des énergies fossiles ou fissiles sont nécessaires. Une énergie est dite renouvelable si elle est dérivée d'un procédé naturel, qui se régénère à la même vitesse ou plus rapidement qu'il n'est utilisé, tout en générant peu de GES. Ce procédé naturel peut être par exemple l'énergie solaire, le vent, le courant des marées, la biomasse, etc. Cependant, à l'heure actuelle, les énergies renouvelables sont encore peu exploitées comparativement aux autres sources, malgré leur tendance nette à l'augmentation (la géothermie, le solaire, l'éolien et autres sont représentés dans la section « other » de la figure 1.1).

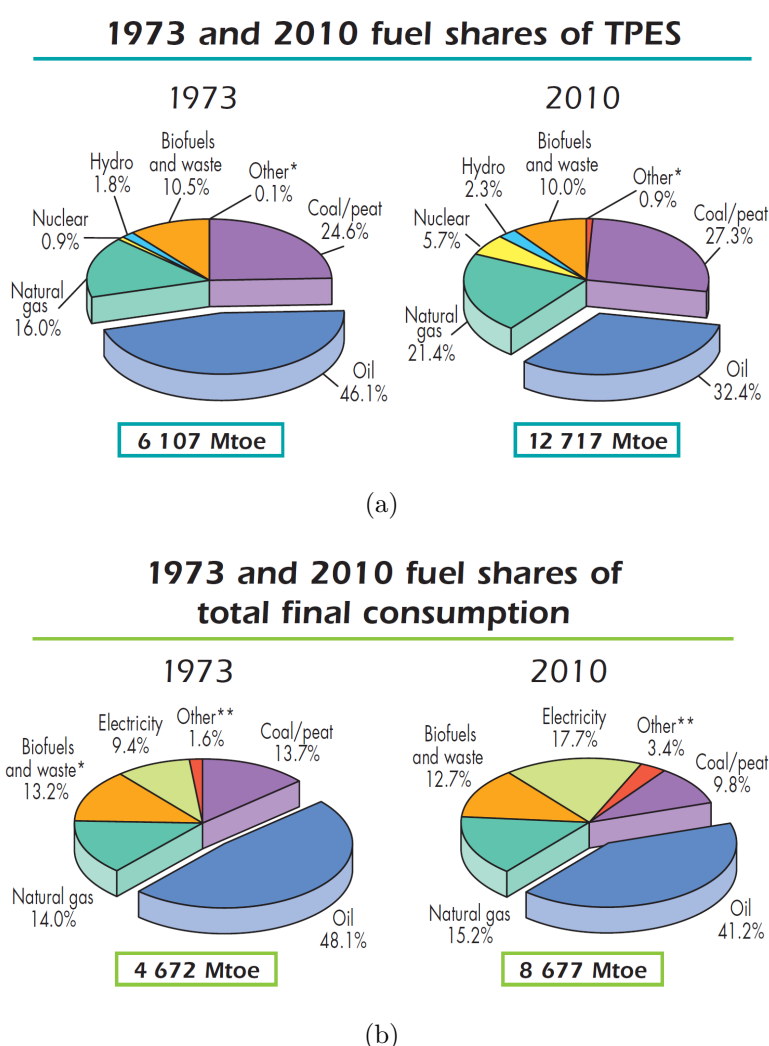


FIGURE 1.1 – Part des différents combustibles dans la totalité (a) de l'approvisionnement en énergie primaire (TPES pour *total primary energy supply*) et (b) de la consommation finale en 1973 et 2010 dans le monde [1]

L'énergie solaire

L'énergie solaire, comme nombre de sources d'énergies renouvelables, est inégalement répartie géographiquement sur le globe, mais également temporellement (intermittence journalière, différence jour/nuit et entre les saisons...) et nécessite donc un système associé de stockage et/ou de redistribution ou d'utilisation immédiate. En effet, c'est souvent lorsque le soleil est moins présent que la demande énergétique est plus importante : chauffage en hiver alors que les journées sont courtes ou éclairage la nuit. Plusieurs systèmes de stockage existent, aussi bien pour l'énergie électrique (principalement les batteries, mais aussi dans certains cas l'hydroélectricité) que pour l'énergie thermique (stockage journalier sensible ou latent, inter saisonnier...). Malgré l'abondance de solutions existantes pour la capter et la stocker, l'énergie solaire reste peu utilisée. En 2011, elle représentait pour l'Europe moins de 4% de l'énergie primaire produite par l'ensemble des énergies renouvelables qui comptaient un total d'environ 160 kToe produites comme le montre la figure 1.2 [24]. Ici, kToe signifie *kiloton oil equivalent*, ce qui correspond à des kilotonnes équivalent pétrole.

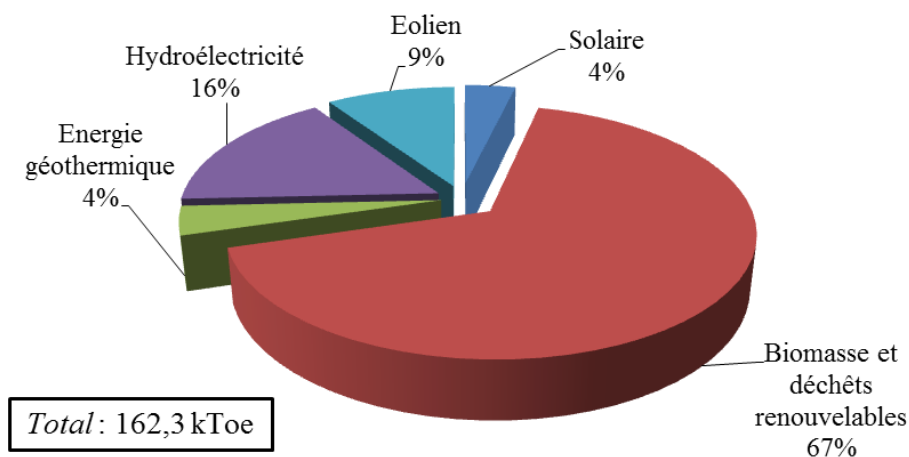


FIGURE 1.2 – Production primaire des énergies renouvelable dans l'Europe des 27 en 2011

Concernant le solaire thermique, la production et le stockage de chaleur avec de l'eau pour des applications de chauffage ou d'eau chaude sanitaire n'est pas nouvelle, mais ces dernières décennies, de nombreux développements pour l'amélioration des performances de ces systèmes ont été proposés, et des nouvelles technologies comme le stockage chimique ou par matériaux à changement de phase sont apparues. Les principaux avantages des systèmes de chauffe-eau solaire sont un faible besoin en maintenance allié à une rentabilité intéressante, avec un retour sur investissement généralement inférieur à 5 ans, dépendant de la taille et du type de système [25] lorsque des aides et des subventions sont disponibles. Lorsque ce n'est pas le cas, le temps de retour sur investissement peut être plus long, et peut donc engendrer un frein aux investissements dans ce genre de systèmes. D'ici 2050, la feuille de route de l'IEA prévoit que le solaire thermique pour l'ECS et le chauffage participera à hauteur de 14% de l'énergie utilisée pour ces consommations dans le secteur du bâtiment [26].

Les directives mondiales et européennes

A plusieurs reprises depuis la fin du XX^{ème} siècle, des efforts ont été faits pour sensibiliser les Etats et la population aux problèmes environnementaux et de l'énergie, à travers les médias et les grands colloques internationaux dont le but est de tenter de stabiliser ou diminuer les émissions de GES, notamment en intégrant les énergies renouvelables. Ce fut par exemple le cas du sommet de Rio en 1992, qui précise notamment la notion de développement durable. Ses résultats consistent en un ensemble d'actions proposées et de déclarations et conventions signées par de nombreux pays concernant plusieurs thèmes tels que la gestion des forêts, la lutte contre la désertification, la biodiversité et les changements climatiques. Parmi ces traités, la Convention sur le Climat a été adoptée et insiste sur le besoin de réduction des émissions de GES, qui a abouti par la suite à la ratification par 180 pays du Protocole de Kyoto en 1997. Le but de ce protocole était la réduction des émissions des GES par les pays industrialisés de 5,2% sur la période 2008-2012 par rapport au niveau mesuré en 1990. Bien que les objectifs n'aient pas été atteints dans la grande majorité des cas, ces mouvements internationaux montrent bien les enjeux et la nécessité d'une politique commune. Plus localement, des efforts et des plans d'actions sont également initiés, comme le Paquet Energie-Climat de l'Union Européenne adopté fin 2008, et dont les objectifs dits des « trois fois vingt » sont de : réduire de 20% les émissions de GES par rapport aux niveaux de 1990, réaliser 20% d'économies d'énergie et atteindre 20% de la consommation énergétique par les énergies renouvelables, le tout d'ici 2020 [27].

L'énergie dans le secteur du bâtiment en France

Si on s'intéresse à la consommation énergétique des différents secteurs d'activité en France, on s'aperçoit que le secteur du bâtiment représente plus du tiers de l'énergie finale totale, soit 1,1 tonne équivalent pétrole par habitant chaque année [28], et est responsable d'environ 20% des émissions de dioxyde de carbone [23]. Les deux tiers de cette consommation est le fait du secteur résidentiel [29], pour lequel la part du chauffage est de 70%. Les bâtiments ayant les plus fortes consommations sont ceux construits avant la réglementation thermique de 1975 et, compte tenu du faible taux annuel de renouvellement du parc (environ 1%), ces constructions représenteront encore entre 30 et 40% du parc en 2050 [29]. Pour diminuer la consommation énergétique à la fois sur le neuf et sur l'ancien, des réglementations thermiques successives ont été mises en place, celle en application pour les bâtiments existants étant la RT 2005 et pour les bâtiments neufs la RT 2012. Pour cette dernière, les objectifs comportent des exigences de moyens sur trois points : l'efficacité énergétique du bâti qui impose l'optimisation de sa conception de manière indépendante des systèmes énergétiques qui seront installés (coefficient Bbio) ; la consommation énergétique du bâtiment en énergie primaire, modulé notamment selon les émissions de GES pour encourager l'installation de systèmes utilisant les énergies renouvelables (solaire, géothermie, biomasse...) ; et enfin le confort d'été dans les bâtiments non climatisés caractérisé par la température intérieure conventionnelle [30, 31]. Ces réglementations sont renforcées par la loi sur la transition énergétique votée en juillet 2015.

Le recours aux énergies renouvelables étant une obligation réglementaire dans les nouvelles constructions, et étant fortement encouragé dans les bâtiments existants, les recours aux systèmes solaires thermiques vont augmenter au cours des prochaines années. A l'heure actuelle, les principaux freins au développement de ces systèmes sont le coût

d'installation et parfois la difficulté à trouver l'espace nécessaire pour le réservoir de stockage dans les bâtiments existants. Les CSIS ont l'avantage de présenter des solutions à ces problèmes.

1.1.2 État de l'art des capteurs autostockeurs

Les CSIS sont des systèmes pour lesquels, comme leur nom l'indique, le capteur solaire et le système de stockage font partie d'un seul et même équipement, la cavité de stockage étant placée à l'arrière du capteur. Les premiers CSIS existent depuis la fin des années 1800 [32], et à l'heure actuelle de nombreuses entreprises proposent différentes géométries pour ces systèmes afin de pouvoir répondre aux besoins et aux spécificités de régions climatiques variées [33]. Les capteurs autostockeurs sont adaptés à la fois pour une installation dans un bâtiment neuf et pour une intégration dans les constructions existantes [34]. En effet, leur simplicité et leur mode de fonctionnement passif ont pour conséquence la réduction des coûts d'installation et de fonctionnement par rapport à un système solaire thermique individuel plus classique [35]. De plus, ils ont l'avantage d'éviter la problématique de la mise en place du stockage dans un local. Les CSIS sont donc des systèmes prometteurs pour le développement du marché du solaire thermique. Cependant, les principaux inconvénients de ce type de systèmes sont les pertes thermiques importantes, surtout la nuit, liées au fait que le stockage soit peu isolé sur la face avant (face de captage de l'énergie solaire). Aussi, dans certains cas, une des faces du stockage constitue l'absorbeur, elle n'est donc pas isolée. On rencontre à l'heure actuelle de nombreuses géométries de CSIS. Aussi, différentes technologies existent pour les échanges de chaleur entre le capteur solaire et la cavité de stockage, différents matériaux sont utilisés pour réduire le poids du système complet, etc. Nous allons présenter dans un premier temps les différentes géométries existantes dans un état de l'art succinct puis présenter le système étudié lors d'un précédent travail de thèse par J. Souza [7] dans le cadre du projet ANR Réneausol [4, 5].

Les différents CSIS et stockages

Il existe de nombreuses géométries différentes de capteurs autostockeurs, qu'elles soient au stade de recherche sous forme de prototype, ou bien déjà commercialisées. Ces systèmes peuvent fonctionner de manière active (à l'aide de pompes) ou de manière passive grâce à la convection naturelle, comme c'est le cas pour les systèmes thermosiphons. Les quatre grands composants des CSIS sont la cuve de stockage, la couverture, l'absorbeur et, s'il est présent, le concentrateur pour rediriger le rayonnement solaire vers l'absorbeur. La cuve de stockage présente un grand nombre de solutions disponibles en faisant varier la géométrie, la présence ou non d'appoint, le mode d'échange, les matériaux de l'enveloppe et ceux contenus dans la cuve (eau, matériaux à changement de phase, etc). Parmi les différentes formes de stockage, trois "familles" principales ont été identifiées : les cuves rectangulaires, les cuves cylindriques et les cuves tubulaires. La couverture joue quant à elle un rôle de protection de l'absorbeur, permet d'avoir un "effet de serre" avant l'absorbeur afin de maximiser la récupération d'énergie, et sert également d'isolation pour limiter les déperditions, ce qui est primordial dans les climats tempérés pour limiter notamment le risque de gel. Elle est généralement faite en polymères ou en verre. Il existe également des matériaux isolants transparents (TIM pour *Transparent Insulation Material*) permettant de laisser passer la lumière tout en isolant le système mieux qu'avec une couverture en verre. Pour ce qui est de l'absorbeur, il existe différentes technologies selon

le type de capteur (plan ou à tubes sous vide). L'avantage des capteurs sous vide est la quasi suppression des transferts (et donc des pertes) par convection. En ce qui concerne le concentrateur, les plus répandus sont paraboliques (CPC pour Compound Parabolic Concentration). Dans certains systèmes, un élément peut avoir plusieurs rôles comme illustré dans la figure 1.3. En effet, dans ces cas, l'absorbeur et le stockage sont regroupés en un seul élément (l'absorbeur est en contact avec le fluide stocké).

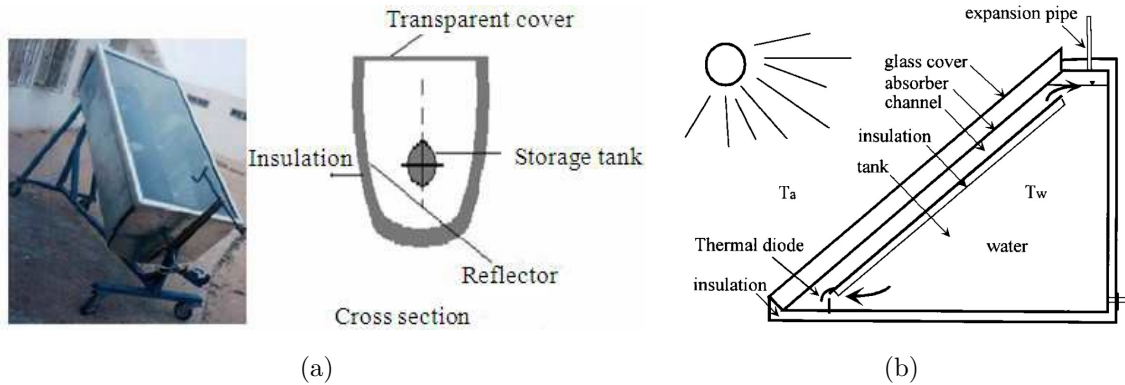


FIGURE 1.3 – CSIS (a) à réservoir cylindrique avec concentrateur [2], et (b) dont le réservoir est divisé en deux par une plaque isolante [3]

Des études [7, 36] ont déjà mentionné de nombreux CSIS commercialisés en différenciant les géométries des cuves de stockage de chaleur. Parmi tous ceux référencés, certains d'entre eux ont cessé d'être commercialisés. Pour les configurations à cuve rectangulaire, c'est le cas par exemple de la production du CSIS « Sun Cache » dont la production par l'entreprise Harpiris Energy s'est arrêtée mi-2009 notamment pour des raisons de ventes non satisfaisantes, de performances réelles plus basses que celles prévues, d'une forte compétition sur ce marché et de problèmes liés à la production (notamment au niveau des fuites) [37]. Cependant, d'autres entreprises déjà mentionnées dans les précédents travaux proposent non seulement toujours les mêmes produits mais continuent à innover. C'est le cas de l'entreprise Brésilienne Soletrol qui proposait déjà en 2009 le CSIS Popsol, et qui dans ses innovations en 2013 propose le CSIS Topsol ; en plus de nombreux autres produits tels que des systèmes thermosiphon ou des capteurs [38]. Par ailleurs, les entreprises Grecque AST Solar Industry [39] ainsi que l'Espagnole Orkli [40] commercialisent encore actuellement leurs CSIS (figure 1.4). Ces systèmes montrent souvent une possibilité d'intégration en toiture, et si de l'eau glycolée est utilisée comme fluide à l'intérieur du système, il montre alors une bonne résistance au gel.

Concernant les stockages à cuve cylindrique, les entreprises Grecque Sole S.A, Néerlandaise Itho Daalderop Group et HydroQuest Inc. proposent respectivement le CSIS « Alpha » [41], « Solior FL » [42] et le « SunFlow » [43] (figure 1.5). Ces systèmes sont particulièrement recommandés pour les climats chauds du fait de leurs fortes déperditions par la face avant durant les périodes de stockage. L'espace pris par le réflecteur est souvent un frein pour une bonne intégration de ces systèmes en toiture. Pour ce qui est des stockages tubulaires, plusieurs entreprises commercialisent des CSIS de ce type. C'est le cas par exemple de SunEarth avec le « CopperHeart » [44], d'Integrated Solar et le « CopperSun » [45], mais aussi du groupe Italien ATC Solar et son modèle « Slim solar » [46], de l'entreprise Autrichienne Kioto Clear Energy avec son système « Solcrafte » [47] ou encore de l'entreprise TCT Solar [48]. Ces systèmes sont une sorte d'intermédiaire entre

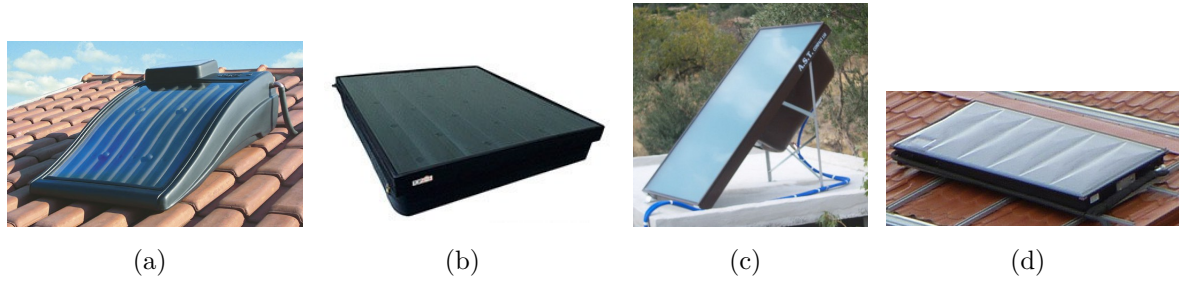


FIGURE 1.4 – Différents CSIS à cuve de stockage rectangulaire par les entreprises Soletrol (a : Popsol, b : Topsol), AST (c : Compact) et Orkli (d : OKSOL 150)

les CSIS à cuve de stockage rectangulaire et ceux à cuve cylindrique, comme le montre la figure 1.5 (a) et (b). En effet, la géométrie du réservoir de stockage s'apparente à celle des systèmes à cuve cylindrique, mais l'absence de concentrateur permet d'avoir une meilleure compacité, proche de celle des systèmes à réservoir rectangulaires. Une étude d'impact environnemental basée sur une analyse de cycle de vie a été réalisée sur ce type de CSIS en Italie [49], et les temps de "retour sur investissement environnementaux" ont été évalués entre 5 et 19 mois, ce qui est très inférieur à la durée de vie supposée de ce genre de systèmes, qui est de 15 à 20 ans. Une analyse de cycle de vie sur un système thermosiphon [50] a donné un temps de retour sur investissement environnemental inférieur à deux ans, ce qui va dans le sens des résultats de l'étude précédemment mentionnée.

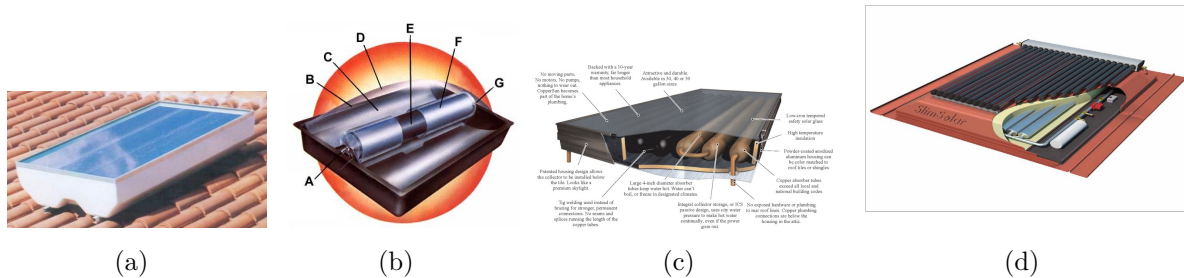


FIGURE 1.5 – CSIS à stockage cylindrique (a : Alpha de Sole S.A. et b : Sunflow de HydroQuest Inc.) et tubulaire (c : CopperSun de Integrated Solar et d : Slim solar de ATC Solar)

Certains systèmes ont des réservoirs de géométrie plus particulière, comme par exemple des cuves hémisphériques pour les CSIS « Nanosol » [51] de l'entreprise Turque Eziñç ou les produits proposés par la compagnie allemande Solar Energie Stefanakis [52], ainsi que la géométrie sphérique du capteur Sferasol proposée par l'entreprise italienne Ecozen [53]. Ces capteurs sont montrés sur la figure 1.6.

Il est possible de constater en observant ces systèmes que l'esthétique et l'intégration au bâtiment ne sont pas encore idéalement conçues ou prises en compte, surtout pour les systèmes à cuve cylindrique, en raison de la présence du concentrateur. Une solution a donc été cherchée pour tenter de tirer parti des avantages des différents systèmes présentés précédemment, tout en essayant de limiter l'influence de leurs inconvénients et en prenant en compte des critères esthétiques et d'intégration architecturale à un bâti déjà existant.



FIGURE 1.6 – CSIS à stockage hémisphérique (a : Nanosol de Ezing et b : CSIS de Solar Energie Stefanakis) et sphérique (c : Sferasol d'Ecozen)

Le capteur étudié dans le cadre du projet ANR RenEauSol

Lors du projet ANR Réneausol de 2009 à 2012 sous la coordination du LOCIE et en collaboration avec différents partenaires¹, un CSIS avec un réservoir de stockage rectangulaire à haut rapport de forme a été conçu et étudié. Ce travail a pris en compte des critères à la fois architecturaux pour l'intégration au bâtiment, industriels pour la fabrication du système, et technologiques pour l'optimisation de son fonctionnement. Le comportement global du système, ainsi que les phénomènes convectifs et les transferts dans la cavité de stockage ont été étudiés à la fois numériquement et expérimentalement. Les principaux résultats du projet ont été la conception et l'étude d'un prototype adapté au climat tempéré, pouvant s'intégrer en toiture et ayant des performances énergétiques satisfaisantes. En effet, les modèles annuels simulant le comportement du prototype ont estimé la couverture solaire² à 37,8 % pour un système incliné à 30 ° avec 2 m² de surface de capteur, et un soutirage pour l'ECS de 200 L/jour à 45 °C [5]. Ces simulations se basent sur un modèle global analogique du CSIS développé sous TRNSYS. La figure 1.7 montre le schéma de principe du système complet ainsi que le prototype sur lequel on peut reconnaître le capteur solaire composé de 12 tubes en verre sous vide (1) et les modules photovoltaïques (2) servant à alimenter le circulateur. Dans ce système, les échanges entre la boucle solaire et le réservoir de stockage sont effectués en partie basse du réservoir sur une hauteur de 20 cm. Cette position a été choisie car, si le réservoir est thermiquement stratifié, alors la température est plus importante en partie haute et plus faible en partie basse ; ainsi il est possible de maximiser les échanges entre la boucle solaire et le réservoir de même que ceux entre le réservoir et l'échangeur ECS.

Le système de stockage a été étudié expérimentalement par PIV (de l'anglais *Particle Image Velocimetry*) et numériquement – modèles globaux avec le logiciel TRNSYS-17, et CFD à l'aide du logiciel ANSYS-CFX – par J. Souza au cours de sa thèse [7]. Les conditions aux limites utilisées consistaient à imposer une densité de flux, en testant plusieurs valeurs (1800, 3600 et 5400 W/m²) pour différents angles d'inclinaison (30, 45 et 60°) du système. Au départ, lors de l'étude expérimentale, la cavité de stockage est uniquement remplie d'eau (pas de plaque de stratification). Il en résulte des vitesses

1. CSTB, CEA-INES et CEA-Grenoble, CETHIL, CRESSON et les entreprises TECHNISUN et TECHSET

2. définie comme étant la proportion d'énergie récupérée par l'échangeur ECS par rapport aux besoins énergétiques globaux

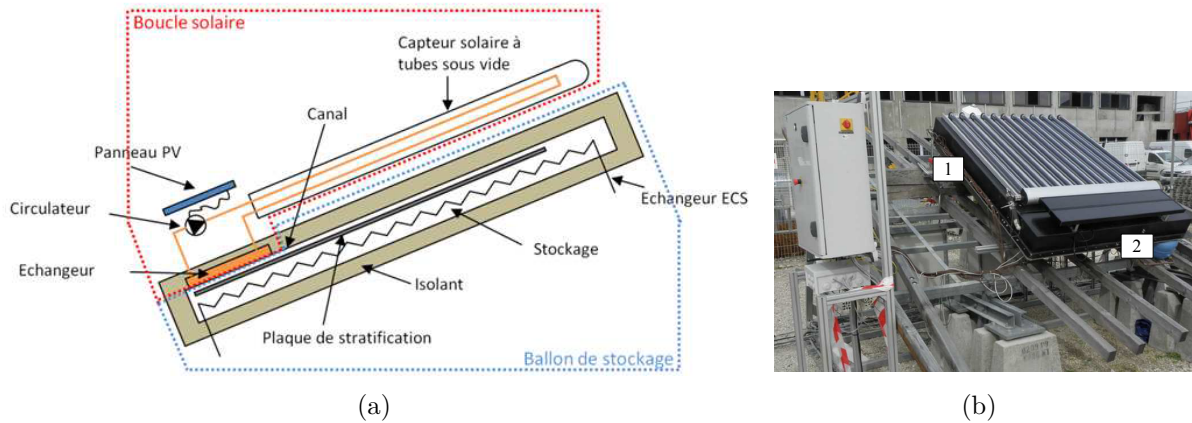


FIGURE 1.7 – (a) Schéma de principe du CSIS étudié [4] et (b) prototype complet testé au CEA-INES [5]

ascendantes importantes générées par le panache dû au réchauffement du fluide en bas de la cavité. Le brassage ainsi créé ne permettait pas la mise en place dans le réservoir d'une stratification thermique. Cela a incité à insérer dans la cavité un dispositif permettant l'amélioration de la stratification, à savoir l'insertion d'une plaque comme le montre la figure 1.7(a). Ce dispositif a été mis en place dans le prototype et permet, en plus de séparer les écoulements ascendants et descendants, de créer une perte de charge qui aura tendance à diminuer les vitesses. Une étude expérimentale du système avec ce nouveau dispositif a été réalisée pour un angle (45°) et une puissance de chauffe (3600 W/m^2), qui a permis de valider les modèles numériques CFD afin de réaliser une étude paramétrique de la plaque. Ainsi, nous sommes en présence d'un système fermé comprenant deux zones présentant des comportements pouvant différer : une relative à la cavité globale qui est un système fermé, et une autre relative au canal créé par la présence de la plaque. Une étude bibliographique des phénomènes observés dans ces différents cas sera réalisée dans la suite de ce manuscrit afin de pouvoir comprendre et connaître les comportements du fluide dans ces configurations. Par ailleurs, il a été observé que l'ajout de la plaque de stratification limitait les effets tridimensionnels des écoulements, validant l'option de la simulation numérique bidimensionnelle de la cavité et permettant de limiter considérablement les temps de calculs par rapport à des modèles 3D.

Les conclusions relatives à l'étude paramétrique de la plaque de stratification seront détaillées par la suite. Néanmoins, les résultats montrent qu'une stratification satisfaisante est difficilement atteignable si la plaque n'est pas isolée thermiquement. En effet, si la plaque est trop proche de la paroi du réservoir qui comprend la zone d'échange de chaleur, la conduction liée au matériau constituant la plaque induit la formation d'une couche limite du côté cavité de la plaque, annihilant son effet de séparation des écoulements.

Par conséquent, un des objectifs du présent travail de thèse consiste à améliorer la stratification dans le réservoir avec pour but d'optimiser les performances du système en explorant d'autres moyens que ceux déjà testés.

1.1.3 Performances des systèmes solaires thermiques

Lorsque l'on considère l'efficacité globale d'un système de type CSIS, de nombreux paramètres doivent être pris en compte, notamment l'efficacité du capteur et du stockage,

ou encore les déperditions thermiques. Il est important de garder à l'esprit qu'améliorer un paramètre dans une partie du système peut avoir une influence néfaste sur une autre partie de ce même système. C'est le cas par exemple des échanges thermiques dans la cavité de stockage : des températures plus élevées dans la globalité du réservoir de stockage permettront d'atteindre les températures requises et améliorant les échanges avec l'ECS (limitant ainsi le recours à l'appoint), mais ont également pour effet de diminuer l'efficacité des transferts entre la cavité de stockage et le capteur solaire, entraînant une dégradation du rendement du capteur solaire. Dans cette section, les performances vont d'abord être présentées en termes de normes et exigences imposées par les réglementations, puis les performances du système complet seront abordées.

Normes pour l'évaluation des performances des systèmes solaires

Afin de pouvoir comparer les systèmes solaires thermiques comme les CSIS entre eux, des normes pour les tester expérimentalement et évaluer leur efficacité existent. Cela permet également d'en assurer les performances selon un protocole d'utilisation précisément défini qui sert de référence et de schéma d'utilisation standard. Aux Etats Unis, la norme en vigueur est l'ASHRAE Standard-95 tandis qu'en Europe, c'est la norme EN 12976 qui a été appliquée à partir de 2006, remplacée en janvier 2013 par la norme EN 12977.

La norme EN 12976 [54, 55] s'applique aux installations solaires thermiques et à leurs composants pour les installations préfabriquées en usine. Cela concerne donc les capteurs autostockeurs, les installations à thermosiphon, et celles à circulation forcée pour la production d'eau chaude ou pour du chauffage. La première partie (EN 12976-1) pose les exigences générales comme la durabilité, la fiabilité et la sécurité requises pour ces installations, ainsi que les moyens pour évaluer leur conformité. Dans ce document sont listées les différentes conditions que doivent remplir ces appareils à la fois d'ordre général concernant le fonctionnement, mais aussi par rapport aux matériaux utilisés (résistance aux intempéries), aux différents composants et canalisations ainsi qu'aux équipements de sûreté. Aussi, cette norme stipule l'ensemble des documents et leur contenu minimal destinés à la fois à l'installateur et à l'utilisateur. Elle indique également que les installations doivent être soumises à des essais décrits dans la norme EN 12976-2 pour la caractérisation des performances thermiques. La seconde partie (EN 12976-2) constitue donc un descriptif des méthodes d'essais à réaliser pour valider les exigences de l'EN 12976-1. Les tests consistent notamment à l'évaluation de paramètres tels que :

- la résistance au gel et à la pression hydraulique dans les composants
- la protection contre les températures excessives (pour le matériel et pour l'utilisateur), la foudre et l'inversion de l'écoulement
- la contamination de l'eau
- la sécurité électrique ainsi que la présence sur le système d'équipements de sécurité (soupapes de sûreté, conduites de sécurité et de trop-plein, conduites de purge...)
- la caractérisation des performances thermiques dont le mode opératoire d'essai est défini dans la norme ISO 9459-2 pour les installations sans appoint ou à préchauffage ou dans la norme ISO/DIS 9459-5 pour tous types d'installations. Ainsi, la prévision des performances annuelles peut être effectuée en considérant deux catégories de systèmes :

Installations solaires avec appoint : détermination des besoins nets en énergie d'appoint ($Q_{aux,net}$) et de l'énergie auxiliaire (Q_{par}) qui correspond à l'électricité requise pour le fonctionnement de la ou des pompe(s) du circuit ainsi que pour

le dispositif de régulation

Installations solaires sans appoint et celles à préchauffage : détermination de la quantité de chaleur fournie par l'installation (Q_L), du taux de couverture solaire (f_{sol}) ainsi que de l'énergie auxiliaire (Q_{par}) le cas échéant.

La nouvelle norme EN 12977 de janvier 2013 s'applique aux installations solaires et à leurs composants. Elle est constituée de cinq parties. La première pose les exigences générales pour les chauffe-eau solaires et les installations solaires combinées destinées aux bâtiments résidentiels avec, comme pour la norme 12976, des conditions concernant la durabilité, la fiabilité et la sécurité, mais également des obligations relatives au processus de conception des grandes installations. Les quatre autres parties présentent les méthodes d'essais pour valider les exigences de la première partie. La norme EN 12977-2 spécifie les méthodes de caractérisation des performances thermiques et de prévisions des performances des petites et grandes installations, les normes EN 12977-3 et 12977-4 explicitent les méthodes d'essai des performances des dispositifs de stockage des installations de chauffage solaire de l'eau et des dispositifs de stockage combinés respectivement dont le volume nominal n'excède pas 3000 L, tandis que la norme 12977-5 présente les méthodes d'essai de performances des systèmes de régulation concernant leur précision, leur durabilité et leur fiabilité.

Efficacité du système complet

Le système complet de CSIS ne comprenant pas uniquement le réservoir de stockage, il est important de prendre en compte les autres composants pour évaluer l'efficacité du système complet. Si on s'intéresse par exemple au capteur solaire, celui-ci est défini par une efficacité telle que :

$$\eta_{capt} = \frac{\text{puissance utile}}{\text{rayonnement solaire}} = \alpha\tau - \frac{U_{capt}(T_{capt} - T_{amb})}{G} \quad (1.1)$$

où α est le facteur d'absorption de l'absorbeur, τ est le facteur de transmission du vitrage, U_{capt} [W/(m².K)] le coefficient de déperdition thermique global du capteur, T_{capt} et T_{amb} [K] sont respectivement la température du capteur et la température ambiante, et G [W/m²] le rayonnement solaire global incident sur la surface du capteur.

Dans l'équation précédente, le coefficient de déperdition U_{capt} n'est pas constant et dépend de la température. Afin de prendre en compte cette variation, une autre définition de l'efficacité du collecteur est proposée telle que :

$$\eta_{capt} = \alpha\tau - \frac{U_{capt}(T_{capt} - T_{amb})}{G} - \frac{U_{T,capt}(T_{capt} - T_{amb})^2}{G} \quad (1.2)$$

où $U_{T,capt}$ [W/(m².K)] est le terme de dépendance en température de coefficient de perte du capteur. Souvent, l'expression 1.2 est écrite sous la forme :

$$\eta_{capt} = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{G} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{G} \quad (1.3)$$

En ce qui concerne le système complet (capteur et réservoir de stockage), son efficacité journalière moyenne sans soutirage se définit dans de nombreuses publications sous la forme du ratio entre l'énergie récupérée par l'eau et l'énergie incidente sur le système. Son expression est telle que :

$$\bar{\eta} = \frac{E_{eau}}{E_{rad}} = \frac{m_{eau} C_{P,eau} (\overline{T_f} - \overline{T_i})}{A_{capt} \int_{t_i}^{t_f} G(t) dt} \quad (1.4)$$

où m_{eau} [kg] est la masse de l'eau, $C_{P,eau}$ est sa chaleur spécifique [J/(kg.K)], $\overline{T_f}$ et $\overline{T_i}$ [K] sont respectivement les températures moyennes finale et initiale dans le réservoir, A_c [m²] la surface d'ouverture du capteur, et t_i et t_f [s] les temps initial et final du procédé étudié.

D'après Smyth et al. [56], le bilan énergétique global du système s'écrit comme suit : $E_{eau} = \eta_{opt} E_{rad} - E_{pertes}$; où η_{opt} est le rendement optique du capteur. Ainsi, en développant cette expression, le rendement journalier moyen peut également s'écrire sous la forme :

$$\bar{\eta} = \eta_{opt} - \frac{U_{sys} A_{sys} (\overline{T_{st}} - \overline{T_{amb}})}{A_{capt} \int_{t_i}^{t_f} G(t) dt} \quad (1.5)$$

où U_{sys} [W/(m².K)] est le coefficient de déperditions du système complet, A_{sys} [m²] est la surface déperditive du stockage, et T_{st} et T_{amb} [K] sont les températures moyennes du stockage et extérieure pendant la durée du procédé étudié. L'expression permettant de déterminer U_{sys} est définie dans la littérature [57–59] avec la formulation suivante :

$$U_{sys} = \frac{m C_{P,sys} \ln \left(\frac{\overline{T_i} - \overline{T_{amb}}}{\overline{T_f} - \overline{T_{amb}}} \right)}{A_{sys} \Delta t} \quad (1.6)$$

Afin de prendre en compte l'énergie spécifiquement récupérée par le fluide, Faïman introduit le coefficient *MUE* (Maximal Useful Energy) pour déterminer l'énergie maximale stockée par l'eau dans le réservoir en retranchant l'énergie absorbée par la structure du capteur, définissant ainsi le facteur de récupération enthalpique F_E :

$$F_E = \frac{m_{eau} C_{P,eau}}{m_{eau} C_{P,eau} + m_{capt} C_{P,capt}} \quad (1.7)$$

avec m_{capt} [kg] et $C_{P,capt}$ [J/(kg.K)] la masse et la chaleur spécifique du capteur. L'expression du MUE est donc la suivante :

$$MUE = \bar{U} F_E \eta_{opt} - F_E \frac{U_{sys} A_{sys} (\overline{T_{st}} - \overline{T_{amb}})}{A_{capt} \int_{t_i}^{t_f} G(t) dt} \quad (1.8)$$

Dans cette équation, \bar{U} prend en compte l'angle d'incidence des rayons solaires.

Il est également possible de définir une efficacité globale du système pendant la période de stockage. Une définition a été proposé par Smyth et al [57] faisant le rapport de l'énergie contenue à la fin du système sur celle initialement présente :

$$\bar{\eta}_{st} = \frac{m_{eau} C_{P,eau} (\overline{T_i} - \overline{T_{amb}})}{m_{eau} C_{P,eau} (\overline{T_f} - \overline{T_{amb}})} = \frac{\overline{T_i} - \overline{T_{amb}}}{\overline{T_f} - \overline{T_{amb}}} \quad (1.9)$$

Cette efficacité peut également être définie à partir du soutirage, comme dans l'expression de Chaurasia et al. [60] qui font le rapport de l'énergie récupérable après une période de stockage d'une nuit sur celle récupérable directement à la fin de la journée de charge :

$$\bar{\eta}_{st}' = \frac{\Delta T_3 - T_2}{\Delta T_1 - T_2} \quad (1.10)$$

Dans cette expression, T_1 est la température moyenne de l'eau chauffée et stockée pendant l'après-midi, T_2 la température d'entrée de l'eau froide et T_3 la température moyenne de l'eau chaude obtenue après soutirage le matin suivant (après une nuit de stockage).

Pour prendre en compte le soutirage, Kaushik et al. [61] définissent de la manière suivante l'efficacité moyenne journalière du système :

$$\overline{\eta_{jour}} = \frac{m_{eau} C_{P,eau} (\overline{T_f} - \overline{T_{amb}}) + \int_{t_i,d}^{t_f,d} \dot{m}_d C_{P,d} (\overline{T_f} - \overline{T_{in}}) dt}{A_{capt} \int_{t_i}^{t_f} G(t) dt} \quad (1.11)$$

avec \dot{m}_d [kg/s] le débit de soutirage et $\overline{T_{in}}$ [K] la température d'entrée du fluide. Dans cette équation, le numérateur représente la quantité de chaleur utile disponible dans le système. Cette définition utilise la température extérieure pour le calcul de l'énergie accumulée dans le réservoir car dans leurs hypothèses Kaushik et al. ont stipulé une température initiale égale à la température extérieure. La définition (1.11) peut donc tout à fait s'écrire avec la température initiale T_i pour prendre en compte les systèmes dont la température initiale est différente de la température extérieure et ceux déjà chargés.

J. Souza [7] propose une nouvelle définition pour le rendement journalier moyen en combinant les avantages des définitions trouvées dans la littérature. Ainsi, par rapport à l'équation (1.4), il rajoute la prise en compte du soutirage de même que le facteur entropique pour ne prendre en compte que l'énergie récupérée par l'eau. Sa nouvelle définition est la suivante :

$$\overline{\eta_{prop}} = \overline{U} F_E \eta_{opt} - \frac{F_E U_{sys} m_{eau} C_{P,eau} (\overline{T_{st}} - \overline{T_{amb}}) + \int_{t_i,d}^{t_f,d} \dot{m}_d (\overline{T_f} - \overline{T_{in}}) dt}{A_{capt} \int_{t_i}^{t_f} G(t) dt} \quad (1.12)$$

Cependant, il est possible de constater que les expressions (1.5), (1.8) et (1.12) sont fausses si on applique une analyse dimensionnelle. En effet, les expressions (1.5) et (1.8) font le ratio d'une unité de puissance [W] sur une unité d'énergie [J], et cette erreur se retrouve également dans la littérature dès l'écriture du bilan thermique sur le système global. Ainsi, deux approches sont possibles : l'écriture du bilan à l'aide de l'énergie définie par l'équation (1.13) et celle basée sur la puissance donnée par l'expression (1.14).

$$m_{eau} C_{P,eau} (\overline{T_f} - \overline{T_i}) = \eta_{opt} A_{capt} \int_{t_i}^{t_f} G(t) dt - U_{sys} A_{sys} (\overline{T_{st}} - \overline{T_{amb}}) \Delta t \quad (1.13)$$

$$\dot{m}_{eau} C_{P,eau} (\overline{T_f} - \overline{T_i}) = \eta_{opt} A_{capt} \overline{G} - U_{sys} A_{sys} (\overline{T_{st}} - \overline{T_{amb}}) \quad (1.14)$$

Dans ces formules, Δt [s] représente l'intervalle de temps ($t_f - t_i$) de l'intégration de l'irradiation ; \dot{m}_{eau} [kg/s] correspond au débit circulant dans le capteur et \overline{G} [W/m²] est défini par l'expression suivante :

$$\overline{G} = \frac{1}{t_f - t_i} \int_{t_i}^{t_f} G(t) dt \quad (1.15)$$

Les formules précédentes peuvent donc être adaptées à partir des expressions (1.13) et (1.14).

1.1.4 Efficacité du stockage et stratification

Comme mentionné précédemment, l'énergie solaire peut rarement être utilisée au moment où elle est produite, rendant le système de stockage indispensable. Il est dimensionné en fonction de la durée d'autonomie requise et de la quantité d'énergie nécessaire, et il doit être le plus efficace possible pour restituer le maximum d'énergie stockée, ce qui revient à minimiser les pertes de chaleur vers l'extérieur et améliorer la stratification thermique. Il existe deux méthodes de transferts de chaleur entre le capteur et le système de stockage [62] :

- Le transfert indirect entre la boucle solaire et le système de stockage, pour lequel les échanges sont effectués via des échangeurs de chaleur soit internes, comme par exemple des tubes en spirale immergés dans le système de stockage, soit externes comme c'est le cas pour les ballons à double enveloppe (échangeurs manteaux) permettant un échange de chaleur à la paroi du ballon. Le positionnement de ces échangeurs est choisi pour permettre la mise en place d'une bonne stratification au sein du réservoir.
- Le transfert direct pour lequel le fluide de la boucle solaire circule également dans le ballon. Dans ces cas, des dispositifs pour limiter les effets de la turbulence générée par le mélange des fluides chaud et froid sont installés proche des entrées du fluide dans le ballon. Certains de ces systèmes seront présentés par la suite.

Caractérisation de la stratification thermique

Parmi les critères de performance des systèmes de stockage de l'énergie, plus particulièrement sous forme de chaleur, la stratification thermique est un paramètre très largement pris en compte. La stratification permet en effet de quantifier l'énergie disponible, ainsi que sa qualité. De manière générale, on distingue trois formes de stratification dans un système de stockage de type ballon, comme l'illustre la figure 1.8 :

Complètement brassé : la totalité du système de stockage est à une température uniforme ;

Stratifié : on observe une zone de température chaude en haut et une zone plus froide en bas, séparée par une zone de gradients thermiques appelée thermocline ;

Parfaitement stratifié : la thermocline entre les zones chaude et froide a une épaisseur nulle, correspondant à une séparation adiabatique des hautes et plus basses températures.

Ainsi, l'épaisseur de la thermocline peut représenter un indicateur sur le degré de stratification : plus elle est épaisse, moins le ballon est stratifié.

Il est alors possible de se rendre compte de l'intérêt d'un système de stockage thermiquement stratifié : pour un même contenu énergétique, le système stratifié aura des températures plus élevées dans la partie haute et plus faibles en partie basse comparativement au ballon complètement brassé à température uniforme. Cela permet d'améliorer les échanges à la fois au niveau de l'échangeur pour les applications dans le bâtiment (chauffage et/ou ECS) et au niveau de l'échangeur de la boucle solaire. Rosengarten et al. [63] indiquent que la contribution de la stratification est plus importante sur l'efficacité du capteur que sur la qualité de l'énergie stockée. De plus, ils montrent qu'un réservoir stratifié ne présente pas d'avantage par rapport à un réservoir complètement brassé si la température moyenne de ce dernier est de plus de 2°C supérieure à celle du réservoir stratifié.

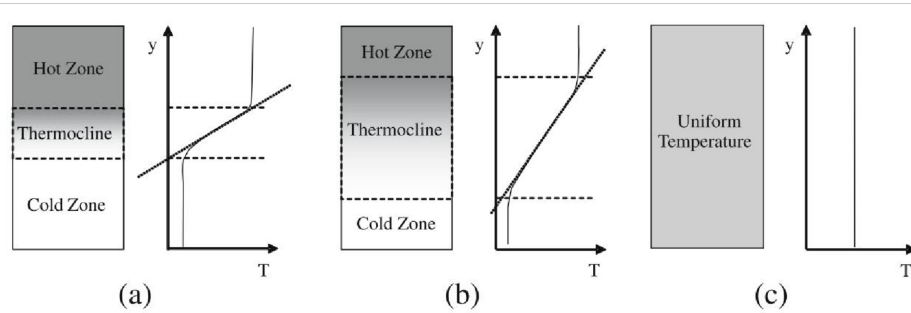


FIGURE 1.8 – Différents degrés de stratification dans des cavités de stockage contenant la même énergie étant (a) très stratifié, (b) modérément stratifié et (c) complètement brassé [6].

Plusieurs paramètres influencent la stratification, pouvant parfois la dégrader ou la renforcer, dépendant de la méthode de transfert de chaleur et du mode opératoire. En effet, on distingue le mode dynamique qui correspond à la charge/décharge du système de stockage du mode statique, aussi appelé refroidissement, durant lequel le système garde l'énergie emmagasinée avant une nouvelle période de charge ou décharge. Bien que le mode statique soit l'état le plus fréquent, le mode dynamique joue un rôle important dans une analyse en temps réel [62]. Par conséquent, l'étude du comportement thermique du système de stockage doit également prendre en compte les différentes périodes statiques et dynamiques.

En ce qui concerne les phénomènes responsables de la destruction de la stratification, les principaux sont [6, 64] :

- Dans le cas de l'injection directe de fluide, son énergie cinétique et thermique provoque le mélange du fluide entrant à celui inerte et généralement moins chaud de la cavité de stockage.
- Les écoulements de convection naturelle. En mode dynamique lors de la charge, l'injection de fluide dans la partie basse du réservoir engendre un panache, et il en est de même lors de la décharge car le fluide perdant de sa chaleur va redescendre. En mode statique, la conduction dans les parois du réservoir causant des pertes thermiques vont également générer un écoulement de convection naturelle.
- La conduction et la diffusion thermique au sein même du fluide (par exemple au travers de la thermocline) ainsi qu'au niveau des autres matériaux présents dans le réservoir (par exemple avec les parois).

Le brassage, causé par les deux premiers phénomènes mentionnés ci-dessus, est le principal facteur de destruction de la stratification. Pour limiter l'effet du premier, différentes solutions sont proposées, par exemple l'ajout d'obstacles dans le ballon [65] ou de diffuseurs en entrée permettant de limiter la composante verticale du jet entrant [66–69]. Parmi les différentes configurations étudiées, celle à plaques parallèles est la plus efficace. Le système de "canne" montre également de bons résultats en termes de mise en place et conservation de la stratification car il permet de répartir le fluide à la bonne hauteur en fonction de sa température [8]. Ces différentes solutions sont illustrées figure 1.9.

Concernant la qualité et l'efficacité de cette stratification, ainsi que l'efficacité du stockage, il est possible de trouver dans la littérature un grand nombre de critères. Dans la plupart des cas, les auteurs adaptent une définition à leur cas, ou en créent une nouvelle

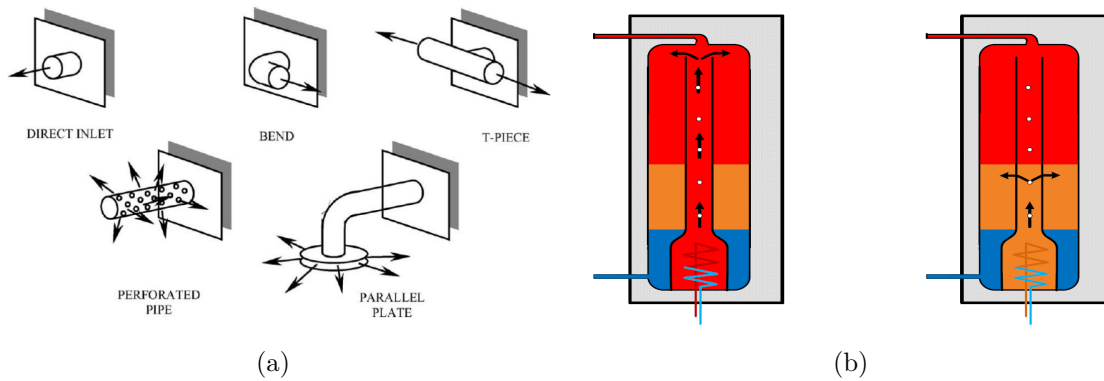


FIGURE 1.9 – (a) Différentes géométries d'entrée étudiées [7] et (b) Schéma de fonctionnement du système à canne [8]

pour prendre en compte les spécificités de leurs configurations (géométrie, débit, températures, état initial, etc). Il en résulte qu'à l'heure actuelle, il n'y a pas de méthode universelle explicitement définie pour déterminer l'efficacité de stratification, ce qui complique également la comparaison de différentes configurations. Cependant, il est possible de distinguer trois grandes familles de méthodes : (1) les paramètres adimensionnels ou indices représentant le degré de stratification, (2) les méthodes basées sur la première loi de la thermodynamique et (3) les méthodes basées sur la seconde loi de la thermodynamique. Haller et al. [6] ont montré que, pour de nombreuses définitions, ces méthodes permettant d'évaluer l'efficacité de stratification sont relativement limitées en termes d'applications et d'interprétabilité. En effet, elles ne peuvent pas être utilisées pour des conditions aux limites variables et ne sont pas qualitativement en accord avec le taux de production interne d'entropie. Il existe également des facteurs qui influencent la stratification dans un réservoir comme sa géométrie (rapport de forme, forme...) ou son mode opératoire (débits, précédents cycles de charge/décharge et stockage...). Par exemple, la stratification n'est plus significativement améliorée pour les réservoirs dont les rapports de forme sont supérieurs à des valeurs proches de 3 ou 4 [70, 71], ces valeurs étant le meilleur compromis entre performances thermiques et coût de l'isolation pour limiter les pertes vers l'environnement [72]. Cependant, ces paramètres ne donnent pas d'information directe sur l'état de la stratification dans un réservoir précis à un instant donné.

Le graphe figure 1.10 montre différentes méthodes définies dans la littérature pour caractériser la stratification que nous allons présenter par la suite. Les cas indiqués en italique ne seront pas étudiés car ils concernent surtout les études au niveau biologique (stratification thermique dans des grandes étendues).

Dans la suite de ce chapitre, nous allons présenter différentes définitions appartenant à ces catégories.

Les méthodes graphiques

Ces méthodes simples consistent à tracer un profil de température obtenu soit par modélisation numérique, soit par l'acquisition de données expérimentales. De manière générale, la hauteur y du système est définie sur un axe et la température T sur un autre. Les valeurs peuvent être tracées directement pour comparer différents cas entre eux, ou encore une évolution temporelle d'un phénomène, mais il est également possible

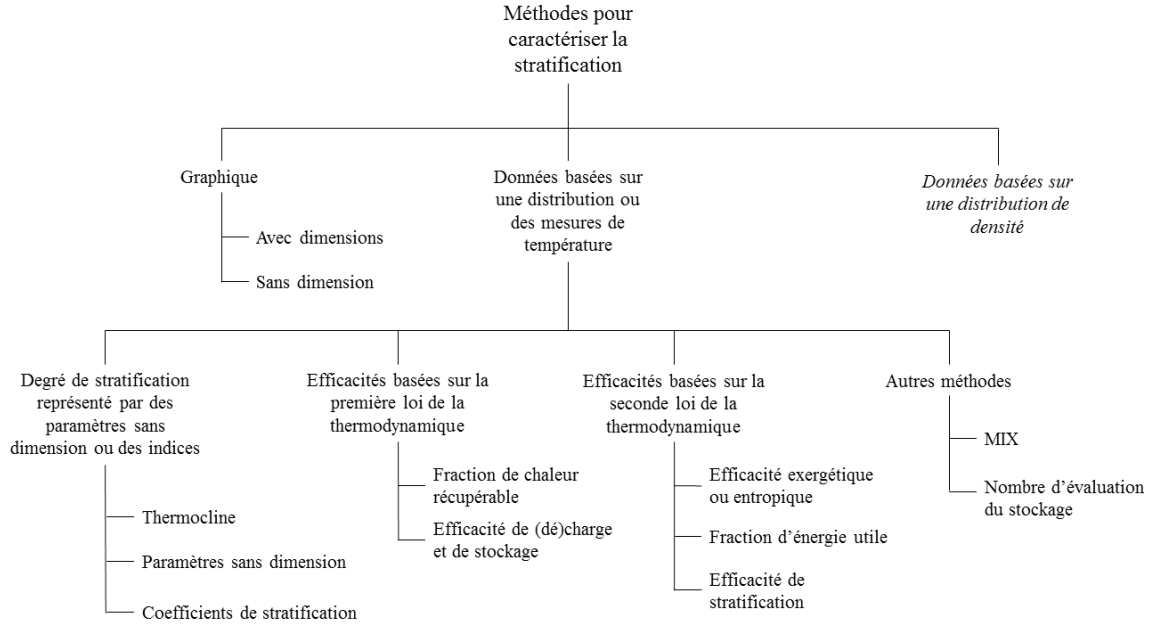


FIGURE 1.10 – Différentes méthodes pour caractériser la stratification thermique.

d'adimensionner les grandeurs telles que :

$$y^* = \frac{y}{H} \quad (1.16)$$

$$T^* = \frac{T - T_{min}}{T_{max} - T_{min}} \quad (1.17)$$

$$t^* = \frac{t \cdot \dot{m}}{m} \quad (1.18)$$

où \dot{m} (kg/s) est le débit dans le système et m (kg) est la masse d'eau contenue dans le réservoir. L'avantage de présenter des valeurs sous forme adimensionnelle est de montrer des résultats de différentes expériences ou de simulations numériques sur un seul graphe avec leurs grandeurs normalisées à la hauteur maximale H (m) du système étudié ainsi qu'à la différence de température maximale observée $T_{max} - T_{min}$.

Dans les études qui suivront, ces deux méthodes seront employées selon le besoin, à la fois pour les résultats expérimentaux et pour les simulations numériques.

Les paramètres et indices représentant le degré de stratification

Comme l'indique le graphe de la figure 1.10, différents paramètres sont possibles pour ce type d'approche.

Les méthodes relatives à la thermocline permettent de quantifier le gradient thermique qui sépare les parties chaude et froide du réservoir ou d'en mesurer l'épaisseur. Ces méthodes se servent du profil de température (souvent adimensionnel) pour définir l'épaisseur de la thermocline : c'est en dépassant une certaine valeur supérieure et inférieure qu'elle est mesurée [67, 73]. D'autres auteurs utilisent des logiciels d'ajustement des courbes sur

un nuage de points (Sigmaplot par exemple) pour pouvoir déterminer de manière plus précise l'épaisseur de la thermocline [74].

Certains nombres adimensionnels servent aussi à décrire la stratification, ou du moins la propension que va avoir le système à stratifier.

Le nombre de Richardson représente l'importance relative des forces dues à la poussée d'Archimède par rapport aux forces d'inertie. Si sa valeur est proche ou supérieure à l'unité, cela indique que les forces de flottabilité sont prépondérantes, donc le réservoir aura une propension à être stratifié; en revanche des valeurs faibles signifient que le brassage est prédominant ce qui aura tendance à uniformiser les températures dans le réservoir. Il est défini par l'équation (1.19) :

$$Ri = \frac{g\beta\Delta TL_c}{v_c^2} \quad (1.19)$$

Les grandeurs L_c et v_c représentent respectivement la longueur et la vitesse caractéristiques du système étudié, β (1/K) est le coefficient d'expansion thermique du fluide; et dans certains cas, le cosinus de l'angle d'inclinaison du système peut être intégré dans la formule. La plupart du temps, ce nombre est utilisé lorsque le fluide est directement injecté dans le stockage, permettant ainsi l'utilisation de la vitesse débitant comme vitesse caractéristique. Par ailleurs, il a été montré que le nombre de Richardson est le paramètre adimensionnel qui caractérise le mieux la stratification dans un réservoir, bien que ce soit de manière uniquement qualitative et non pas quantitative [75]. De plus, pour pouvoir qualifier la stratification dans un cas précis, un nombre de Richardson doit être évalué dans un cas de référence afin de comparer les résultats et en déduire la stratification.

Le nombre de Péclet représente le ratio de la convection d'énergie ajoutée au stockage par l'écoulement de fluide par rapport au taux de conduction de chaleur au travers de la thermocline [76, 77]. Il est donc également en lien avec l'épaisseur de la thermocline. Il est exprimé par la relation (1.20) :

$$Pe = \frac{v_c L_c}{a} = RePr \quad (1.20)$$

où a (m²/s) est la diffusivité thermique du fluide concerné, qui est l'eau dans notre travail.

Les deux grandeurs sans dimension précédemment mentionnées, tout comme d'autres grandeurs telles que le nombre de Froude, le nombre de Fourier ou le nombre de Reynolds en entrée, servent dans certaines publications à dimensionner ou caractériser le système au préalable, et non à définir l'efficacité de la stratification [68, 73]. Hahne et Chen [78] ont quant à eux utilisé initialement une définition de l'efficacité basée sur l'énergie pour tirer une corrélation de l'efficacité basée sur les nombres de Richardson, Peclet, Fourier et sur le rapport de forme du système.

D'autres grandeurs, également basées sur le profil de température, permettent de définir la stratification d'un système. Il y a notamment le coefficient de stratification ST défini par Wu et Bannerot [79] selon l'équation (1.21) :

$$ST = \frac{1}{m_{eau}} \sum_n m_n [T_n - \bar{T}]^2 \quad (1.21)$$

où m_{eau} (kg) est la masse d'eau contenue dans le réservoir, m_n (kg) et T_n (K) la masse d'eau et la température moyenne du nœud n , et \bar{T} (K) la température moyenne dans le réservoir. D'après Haller et al. [6], l'inconvénient de cette méthode est qu'elle ne prend

pas en compte l'historique de charge et décharge du système. Par ailleurs, cette méthode était intentionnellement utilisée pour des cas où la thermocline la plus prononcée était attendue pour les meilleurs cas de stratification. Cette hypothèse peut ne pas être vérifiée pour des cas expérimentaux qui diffèrent de celui utilisé par les auteurs, par exemple pour un cas de charge complète.

Dans l'étude de J. Souza [7] sur un système identique à celui étudié ici, le paramètre choisi pour l'étude de la stratification est le nombre de stratification Str défini par Fernandez-Seara et al [80] par l'équation (1.22) :

$$Str = \frac{\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_t}{\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{max}} = \frac{1}{N-1} \frac{\left[\sum_{n=1}^{N-1} \frac{T_{n+1} - T_n}{\Delta y}\right]}{\frac{T_{max} - T_i}{(N-1)\Delta y}} \quad (1.22)$$

Ce nombre représente le gradient moyen de température à un instant donné par rapport au gradient maximal moyen dans le système pour le procédé de charge/décharge considéré. Dans l'expression, T_{max} est la température maximale sur le profil de température et non pas la température maximale atteinte dans le système, T_i est la température initiale, Δy est le pas de l'espace dans la direction verticale du système et N le nombre total de points de relevé. Pour ce paramètre, une valeur de 1 (ou 100%) correspond à un réservoir parfaitement stratifié, et au contraire la valeur nulle représente un système complètement mixé (pas de gradients de températures).

Les efficacités basées sur la première loi de la thermodynamique

Concernant ces méthodes, il y a différentes approches. Certaines vont définir l'efficacité comme la fraction de chaleur qu'il est possible de récupérer dans le système après un certain cycle de charge/décharge, comprenant ou non une période de stockage [71] ; tandis que d'autres vont comparer différents états, par exemple un état après une charge par rapport à un état idéal ou à l'état initial. Cela revient à évaluer l'énergie stockée et l'énergie perdue ou dissipée. Ainsi, de nombreuses expressions peuvent être envisagées [81] donnant chacune des résultats, et donc des interprétations, différents.

Cependant, les définitions les plus fréquemment rencontrées sont les suivantes :

- Pour la charge, il s'agit du ratio de l'énergie emmagasinée après un temps t de charge par rapport à l'énergie qui a été fournie durant ce même temps :

$$\eta_c = \frac{\text{énergie stockée}}{\text{énergie fournie}} = \frac{E_{st}(t)}{E_{su}(t)} \quad (1.23)$$

- Pour le stockage (mode statique), la comparaison est faite entre l'énergie restant dans le système après un temps t suivant l'état de début du mode statique correspondant à l'instant $t = 0$. Très souvent, ce dernier correspond à la fin de la charge, c'est à dire au terme calculé précédemment au numérateur. Pour le mode statique, l'efficacité peut donc s'écrire de la manière suivante :

$$\eta_{st} = \frac{\text{énergie totale stockée}}{\text{énergie stockée (t=0)}} = \frac{E_{st}(t)}{E_{st}(t=0)} \quad (1.24)$$

- Pour la décharge, il s'agit du ratio entre l'énergie soutirée et l'énergie présente dans le système au démarrage du mode dynamique (ce qui peut correspondre au numérateur

de l'équation précédente) :

$$\eta_d = \frac{\text{énergie soutirée}}{\text{énergie stockée (t=0)}} = \frac{E_d(t)}{E_{st}(t=0)} \quad (1.25)$$

Pour ces définitions, les valeurs proches de l'unité (100 %) représentent un système stratifié et efficace, alors que des valeurs proches de zéro correspondent à un réservoir brassé et donc ayant des performances moindres.

Notre système étant fermé et rempli d'eau, nous allons postuler pour la suite des développements : $C_P = C_V = C$ et $U = H$.

Dans le cas d'un réservoir décrit par N éléments, l'énergie stockée et l'énergie déchargée sont respectivement évaluées par les expressions suivantes :

$$E_{st}(t) = \sum_{n=1}^N [(\rho V C)_n (T_n - T_{n(t=0)})] \quad (1.26)$$

$$E_d(t) = \int_0^t [(\dot{m} C)(T_d - T_{(t=0)})] dt \quad (1.27)$$

où ρ (kg/m³) est la masse volumique de l'élément n concerné, V (m³) son volume, C (J/(kg.K)) sa chaleur massique, T (K) sa température, $(t = 0)$ indique l'état du système au début du procédé concerné et \dot{m} (kg/s) est le débit de fluide déchargé – soutiré – au temps t .

De manière générale, les expressions les plus utilisées dans la littérature sont les suivantes :

$$\eta_1 = \frac{\overline{T(t)} - T_i}{T_{in} - T_i} \quad (1.28)$$

Cette définition peut s'appliquer uniquement en mode dynamique, et les grandeurs \overline{T} , T_i et T_{in} représentent respectivement la température moyenne dans le système, la température initiale uniforme et la température à laquelle le fluide est injecté dans le ballon (différente de l'initiale). Si le fluide est brassé, au cours de la charge par exemple, cela sera détecté dès que le fluide sortant du système ne sera plus à la température initiale, donc l'énergie stockée dans le réservoir (représentée par le numérateur) sera inférieure à celle du même réservoir chargé sans brassage (représentée par le dénominateur). Ainsi, cette définition représente le changement d'énergie effectif du ballon divisé par le changement maximal d'énergie après remplacement du volume complet du réservoir par un écoulement piston (injection du fluide à température d'entrée sans brassage de manière à former une thermocline d'épaisseur nulle équivalente à une paroi adiabatique entre le fluide chaud et le fluide froid).

Cependant, certains auteurs ont estimé que la précédente définition ne représentait pas suffisamment les phénomènes physiques, et en ont proposé une les prenant mieux en compte :

$$\eta_2 = \frac{m_{st} C (\overline{T(t)} - T_i)}{t \cdot \dot{m} \cdot C_P (T_{in} - T_i)} = \frac{\eta_1}{t^*} \quad (1.29)$$

Des approches similaires à ces définitions ont été utilisées entre autres par [78, 82, 83].

Les efficacités basées sur la seconde loi de la thermodynamique

Les définitions basées sur la seconde loi de la thermodynamique font une analyse entropique ou exergétique du réservoir. D'après Rosen [84], les deux principaux avantages de ces méthodes comparativement aux analyses énergétiques sont d'une part la possibilité de qualifier l'énergie disponible dans le réservoir par la prise en compte des niveaux de température, et ce même pour des réservoirs ayant la même énergie, et d'autre part de permettre d'évaluer quantitativement les pertes causées à la fois par la baisse de température dans le réservoir due aux pertes vers l'extérieur, et par le brassage de deux fluides de température différente. En effet, l'exergie contenue dans un réservoir stratifié est plus importante que celle contenue dans un réservoir mixé du fait que le mélange de deux fluides ayant une température différente a pour conséquence de diminuer l'exergie et d'augmenter l'entropie. Aussi, dans nos cas de stockage à basse température, l'énergie contenue dans le réservoir est supérieure à son exergie du fait de la grande quantité d'énergie stockée mais à température proche de celle environnante. Par conséquent, une analyse basée sur la seconde loi de la thermodynamique permet d'identifier les causes de pertes thermodynamiques en les localisant, tout en mesurant la proximité du système par rapport au cas idéal. L'énergie et l'exergie sont liées par la relation suivante :

$$\Delta\xi = H_i - H_f - T_0(S_i - S_f) \quad (1.30)$$

où H est l'enthalpie et S l'entropie ; et l'indice 0 indique l'état de référence dont la définition est arbitraire. Dans le cas où le procédé se déroule à volume constant, il est possible d'écrire :

$$\Delta\xi = mC[(T_i - T_f) - T_0 \ln(T_i/T_f)] \quad (1.31)$$

où m [kg] est la masse du volume de fluide considéré et C [J/(kg.K)] sa capacité calorifique.

Les équations (1.23 à 1.25) peuvent s'écrire également pour l'exergie, l'efficacité exergétique étant généralement dénotée Ψ . Ainsi, on a les relations suivantes :

$$\Delta\xi_{st}(t) = \sum_{n=1}^N [(\rho V)_n((u_i - u_f)_n - T_0(s_i - s_f)_n)] \quad (1.32)$$

$$\Delta\xi_d(t) = \int_0^t [\dot{m}((h_d - h_i) - T_0(s_d - s_i))] dt \quad (1.33)$$

Dans la littérature, un certain nombre de définitions pour l'efficacité basées sur la seconde loi de la thermodynamique existent, se servant soit de l'entropie soit de l'exergie.

Rosengarten [63] définit une "exergie adimensionnelle" qu'il utilise pour quantifier l'efficacité de la stratification basée sur le profil de température du système étudié :

$$\eta_R = \frac{\xi}{mC(T_d - \bar{T})} = 1 - \frac{T_0}{T_d - \bar{T}} \int_0^1 \ln\left(\frac{T_d}{T(y^*)}\right) dy^* \quad (1.34)$$

Cette définition représente le pourcentage d'énergie disponible (donc d'exergie) qui pourrait être déchargé du réservoir en un processus isentropique jusqu'à ce que toutes les couches de fluide atteignent la température "utile" de décharge T_d . Cette température est différente de la température de l'état de référence T_0 , ce qui n'est pas le cas dans l'étude de Rosen [84]. Il est possible de remarquer que dans le présent cas, le système n'est pas placé entre deux états de référence.

Ce n'est pas le cas d'autres définitions. Haller et al [6] citent Van Berkel (1997) qui comparent le système étudié par rapport à un cas optimal de réservoir parfaitement stratifié et au cas le plus défavorable d'un réservoir complètement brassé :

$$\eta_V = \frac{\Delta \xi_{mix}^{per} - \Delta \xi_{test}^{per}}{\Delta \xi_{mix}^{per} - \Delta \xi_{strat}^{per}} \quad (1.35)$$

Les indices *mix*, *test* et *strat* font respectivement référence au système complètement brassé, au système testé (que ce soit expérimentalement ou numériquement) et au système parfaitement stratifié. L'exposant *per* dénote les pertes pendant le cycle de stockage. Pour ce calcul, les changements d'exergie du réservoir dues à la différence d'exergie entre les fluides entrant et sortant doit être prise en compte. La précédente définition a été simplifiée par Huhn [85] en posant l'hypothèse que le cas parfaitement stratifié est isentropique, ainsi $\Delta \xi_{strat}^{per} = 0$. On obtient donc :

$$\eta_H = 1 - \frac{\Delta \xi_{test}^{per}}{\Delta \xi_{mix}^{per}} = 1 - \frac{\Delta S_{test}^{irr}}{\Delta S_{mix}^{irr}} \quad (1.36)$$

où l'exposant *irr* représente la production d'entropie liée aux phénomènes irréversibles.

Shah et Furbo [66] ont quant à eux défini l'efficacité exergétique en comparant le système étudié à un cas parfaitement stratifié :

$$\eta_{\xi,S} = \frac{\Delta \xi_{test}}{\Delta \xi_{strat}} \quad (1.37)$$

Dans leur cas, la température de référence T_0 choisie est celle de la température du fluide froid entrant lors de la décharge.

Shah et Furbo [83] ont également défini une efficacité entropique telle que :

$$\eta_{S,S} = \frac{S_0 - S_{strat}}{S_0 - S_{test}} \quad (1.38)$$

où S_0 représente un réservoir complètement déchargé à la température de l'entrée froide (qui sert également de température de référence pour le calcul de l'exergie).

Cependant, d'après Haller et al. [86], aucune des définitions mentionnées précédemment n'est en accord qualitatif avec le taux de production d'entropie dans le système durant le processus, et aucune ne permet de séparer la génération d'entropie causée par les pertes thermiques vers l'extérieur de la production d'entropie liée au brassage à l'intérieur du système. Ils ont donc proposé une nouvelle méthode pour déterminer l'influence des pertes thermiques sur l'efficacité de la stratification en distinguant les pertes internes d'exergie dues à la destruction de la stratification des pertes externes d'exergies du fait des pertes thermiques. Si l'enceinte du réservoir constitue la frontière du domaine d'étude, il est possible de faire un bilan sur la variation d'entropie de la manière suivante :

$$\Delta S^{irr,int} = \Delta S^{st} - \Delta S^{in} - \Delta S^{out} - \Delta S^{per,st} \geq 0 \quad (1.39)$$

où $\Delta S^{irr,int}$ est la production interne d'entropie du procédé causée par les phénomènes irréversibles, et ΔS^{st} , ΔS^{in} , ΔS^{out} , et $\Delta S^{per,st}$ sont respectivement le changement d'entropie du procédé de stockage de température, celles causées par l'entrée et la sortie de fluide du domaine et par transferts thermiques au travers des frontières du domaine. Il est alors possible de définir une efficacité comme suit :

$$\eta_s = 1 - \frac{\Delta S_{test}^{irr,int}}{\Delta S_{mix,hl}^{irr,int}} \quad (1.40)$$

L'indice mix,hl correspond au système complètement brassé de référence. Les valeurs obtenues varient de 0 pour un système complètement brassé pendant toute la durée du processus à 1 pour un système parfaitement stratifié dont le procédé est isentropique. Par ailleurs, en se basant sur l'expression (1.30) et le fait que le brassage à l'intérieur du domaine ne modifie pas son enthalpie, il est possible de montrer que la génération interne d'entropie est directement proportionnelle à la perte d'exergie ($T_0 \Delta S^{irr,int} = -\Delta \xi^{irr,int}$), impliquant en théorie l'égalité des efficacités de stratification basées sur l'entropie et sur l'exergie : $\eta_s = \eta_\xi$. L'avantage de la méthode explicitée est qu'elle suit qualitativement le taux de production d'entropie du système, et peut s'appliquer pour des températures d'injection et des débits variables dans le temps. De plus, comme les grandeurs sont calculées à partir d'intégrales temporelles, la valeur déterminée à un instant t dépend des conditions opératoires précédentes, prenant en compte l'historique d'utilisation du réservoir.

Autres définitions de l'efficacité

Davidson et al. (1994) définissent un nombre appelé *MIX* pour représenter l'efficacité d'un système de stockage, basé sur ce qu'ils définissent comme le "moment d'énergie". Le nombre *MIX* exprime le degré de mélange qui se produit lors de la charge du système. Le moment d'énergie M est l'intégration de la densité d'énergie dans le réservoir le long de son axe vertical rapporté à sa hauteur adimensionnelle le long de l'axe vertical :

$$M = \sum_{n=1}^N y_n E_n \quad (1.41)$$

où y_n est la distance du centre du nœud n au bas du réservoir (m), et E_n est l'énergie contenue dans le nœud n (J).

De cette manière, pour une même quantité d'énergie, le moment d'énergie est plus grand si une énergie plus importante est stockée en haut du réservoir. Autrement dit, pour une même énergie, un réservoir fortement stratifié aura un moment d'énergie plus important qu'un réservoir non stratifié.

Le nombre *MIX* est obtenu en faisant le rapport de la différence entre le moment d'énergie d'un réservoir parfaitement stratifié et le moment d'énergie du réservoir étudié par la différence entre le moment d'énergie de ce même réservoir parfaitement stratifié et celui d'un réservoir complètement brassé :

$$MIX = \frac{M_{strat} - M_{test}}{M_{strat} - M_{mix}} \quad (1.42)$$

Il est important de noter que les deux états de référence (parfaitement stratifié et complètement brassé) sont évalués en considérant cet état depuis le début de l'expérience en incluant les pertes vers l'extérieur déterminées pour le cas réel étudié. Cela a pour conséquence des contenus énergétiques qui ne sont pas identiques pour les différents cas.

Andersen et al. (2007) [87] ont adapté la formule (1.42) de manière à ce que les états de référence soient complètement brassés ou parfaitement stratifiés à chaque instant, résultant en un même contenu énergétique que le cas étudié.

Panthalookaran et al. [88, 89] ont quant à eux développé une méthode d'évaluation du stockage combinant l'approche de la première et de la deuxième loi de la thermodynamique. En effet, dans les systèmes de stockage, à la fois une bonne réponse énergétique et une faible génération d'entropie sont requises pour un fonctionnement optimal, et la définition proposée prend ces deux paramètres en compte. La réponse énergétique, notée E_R , doit répondre à des critères différents selon le mode dans lequel se trouve le système. En effet, pour le mode dynamique (charge-décharge), la réponse énergétique doit être importante tandis que pour le mode statique (stockage), elle doit être minimale. Dans les deux cas, cette réponse est définie telle que (1.43) :

$$E_R = \frac{\Delta E_{test}}{\Delta E_{idéal}} \quad (1.43)$$

avec $\Delta E_{test} \leq \Delta E_{idéal}$.

Le terme ΔE_{test} représente le changement d'énergie du système ou l'énergie extraite au cours d'un intervalle de temps précis respectivement pour la charge et la décharge. Pour ce qui est de $\Delta E_{idéal}$, la définition varie selon le mode. Pour le mode dynamique, le processus de référence constitue celui qui maximise la réponse énergétique, comme c'est le cas d'un écoulement piston séparant la partie chaude et froide en une couche adiabatique. Pour le mode statique, la référence est définie par un réservoir comprenant uniquement de la conduction au sein du fluide (en considérant que le fluide se comporte comme un solide de même diffusivité), tout en gardant la même valeur pour les pertes vers l'extérieur.

Pour ce qui est de la prise en compte de l'approche par la seconde loi de la thermodynamique, les auteurs définissent un ratio de génération d'entropie noté R_{EG} et défini par l'équation :

$$R_{EG} = \frac{\Delta S_{test} - \Delta S_{strat}}{\Delta S_{mix} - \Delta S_{strat}} \quad (1.44)$$

avec $\Delta S_{mix} \geq \Delta S_{test} \geq \Delta S_{strat}$.

Les différents termes d'entropie sont définis de la manière suivante :

- ΔS_{test} est la variation d'entropie à un instant t donné. On considère le système comme une "photo" prise à cet instant donc qui n'interagit pas avec l'environnement (isolation adiabatique), rendant les variations d'entropie liées aux échanges avec l'extérieur nulles. Cela revient à dire que toute l'entropie du système est générée par la partie irréversible liée au brassage interne au système.
- ΔS_{strat} est définie en réarrangeant l'énergie du système de manière à le séparer adiabatiquement en deux régions de température : une chaude en haut et une froide en bas, toutes deux à température homogène. Cette zone de séparation est déterminée de manière à ce que l'énergie totale du système ainsi créé reste la même que celle du système réel.
- ΔS_{mix} est définie selon les mêmes critères de ré-agencement de l'énergie que précédemment, sauf qu'une seule zone de fluide complètement brassé de température homogène est créée.

En se basant sur les précédentes définitions, deux paramètres de caractérisation sont définis, un pour chaque mode. Ils sont appelés Storage Evaluation Numbers (SEN , nombre d'évaluation du stockage) et sont définis tels que :

- en mode dynamique :

$$SEN_{dyn} = \left[1 - \frac{R_{EG}}{E_R} \right] \cdot 100\% \quad (1.45)$$

– en mode statique :

$$SEN_{stat} = [1 - R_{EG} \cdot E_R] \cdot 100\% \quad (1.46)$$

L'inconvénient de cette méthode est qu'elle ne prend pas en compte les variations d'entropie dues aux pertes thermiques vers l'extérieur et aux échanges au sein du fluide.

Afin de pouvoir comparer les différentes configurations étudiées dans le cadre de ce travail, un choix sur les précédents paramètres présenté sera fait afin que ceux retenus puissent être applicables à la fois pour les simulations numériques et pour les expériences. La comparaison de résultats de la détermination de plusieurs de ces paramètres est montrée dans le chapitre 2.1, et une discussion sur les limites de l'application de certaines définitions est réalisée en dans l'annexe A.

Dans le cas de notre étude, les échanges de chaleur entre la boucle solaire et le réservoir de stockage pour la charge du système se font de manière indirecte. La stratification des températures dans le réservoir va donc être liée à l'écoulement de convection naturelle qui va s'y dérouler. En effet, pour les écoulements de ce type, les phénomènes liés au fluide sont directement liés à ceux se rapportant à la thermique du système. Il est donc important de comprendre le comportement d'un fluide en convection naturelle afin d'expliquer son influence sur la stratification, et donc sur les performances globales du système étudié.

1.2 Les phénomènes de convection naturelle

La convection naturelle (ou convection libre) est le résultat de l'action conjointe de variation de masse volumique et d'un champ de pesanteur au sein d'un fluide [90]. Elle se différencie de la convection forcée par le fait qu'aucune énergie mécanique extérieure ne met le fluide en mouvement, ce qui résulte en un couplage des phénomènes convectifs liés aux mouvements de fluides et ceux liés aux transferts thermiques. Ces phénomènes sont souvent dus à une différence de température au sein dudit fluide, mais ils peuvent également être liés à des variations de concentration d'espèces chimiques lors d'une réaction par exemple. Dans le cadre de cette étude, le fluide de travail étant l'eau (sans changement de phase), l'unique origine des phénomènes de convection naturelle est la variation de la température.

1.2.1 Équations de la convection naturelle

Hypothèses et écriture des équations

Pour la suite des développements, les hypothèses seront que l'écoulement est bidimensionnel avec un vecteur vitesse défini tel que $\vec{V} = (u, v)$, que le fluide d'étude est newtonien, et le repère est cartésien. Par ailleurs, comme le mentionne J. Padet dans son ouvrage [90], les caractéristiques du comportement de ce fluide impliquent que l'on considère que ses variations de masse volumique sont à la fois suffisamment faibles pour que le milieu soit considéré isochore, mais également suffisamment importantes pour la mise en mouvement de l'écoulement.

Conservation de la masse

Dans le cadre des hypothèses énoncées ci-dessus, l'équation de conservation de la masse s'écrit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1.47)$$

où ρ est la masse volumique (kg/m^3) du fluide concerné et u et v les composantes de la vitesse (m/s) dans la direction x et y respectivement.

Conservation de la quantité de mouvement

Concernant la quantité de mouvement, l'équation vectorielle de conservation peut être écrite sous la forme (1.48), et développée pour les composantes x et y respectivement selon les équations (1.49) et (1.50). Il s'agit du bilan des forces s'exerçant sur le domaine étudié (deuxième loi de Newton ou principe fondamental de la dynamique), et ces équations sont communément appelées équations de Navier-Stokes.

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla} (\rho \vec{V}) = \rho \vec{F}_V - \vec{\nabla} P + \vec{\nabla} \bar{\tau} \quad (1.48)$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} = \rho F_x - \frac{\partial(P)}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2(u)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2(u)}{\partial y^2} + \frac{1}{3} \left(\frac{\partial^2(u)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2(v)}{\partial x \partial y} \right) \right] \quad (1.49)$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = \rho F_y - \frac{\partial(P)}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2(v)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2(v)}{\partial y^2} + \frac{1}{3} \left(\frac{\partial^2(u)}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2(v)}{\partial y^2} \right) \right] \quad (1.50)$$

Dans l'équation (1.48), $\vec{\nabla}$ est l'opérateur nabla de dérivation partielle, \vec{F}_V représente les forces de volume s'exerçant sur le système fluide – généralement les forces gravitaires, et $\bar{\tau}$ est le tenseur des contraintes de cisaillement tel que :

$$\vec{\nabla} \bar{\tau} = \mu \left[\vec{\nabla}^2 \vec{V} + \frac{1}{3} \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) \right] \quad (1.51)$$

où μ est la viscosité dynamique du fluide.

Conservation de l'énergie

La conservation de l'énergie est basée sur la première loi de la thermodynamique qui stipule que la variation d'énergie d'un système fermé ne dépend que de l'énergie échangée entre le système et le milieu extérieur sous forme d'énergie thermique et de travail. Son expression, si la dissipation visqueuse est négligée, est telle que :

$$C_P \left(\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \vec{\nabla} (\rho \vec{V} T) \right) = \vec{\nabla} (\lambda \vec{\nabla} T) \quad (1.52)$$

où λ (W/(m.K)) est la conductivité thermique et C_P (J/(kg.K)) la chaleur massique à pression constante du fluide considéré.

Ces équations représentent la formulation générale permettant de décrire tout type d'écoulement selon les hypothèses précédemment posées. Cependant, afin de faciliter la résolution et de simplifier certains termes, des approximations peuvent être faites selon les cas de figure, si certains phénomènes sont prépondérants par rapport aux autres par exemple.

Approximation de Boussinesq : expression et validité

L'approximation de Boussinesq est très fréquemment utilisée dans les équations de la

convection naturelle afin de simplifier le système d'équations à résoudre. En plus des considérations mentionnées au début de cette section, elle émet l'hypothèse que les écarts de température ont beaucoup plus d'impact sur la variation de la masse volumique que les écarts de pression liés à l'écoulement [90]. Ainsi, la masse volumique du fluide devient une fonction indépendante de la pression et décroissante en fonction de la température. Par ailleurs, toutes les autres propriétés thermophysiques du fluide sont supposées constantes (conductivité, viscosité...). En conséquence directe de ce postulat, la masse volumique sera constante pour tous les termes des équations de bilan sauf dans les termes responsables de l'écoulement convectif, à savoir principalement le terme associé à la gravité. Pour ce terme, elle sera approchée par un développement en série de Taylor du premier ordre par la relation suivante :

$$\rho \approx \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (1.53)$$

où β (1/K) est le coefficient de dilatation volumique du fluide à pression constante, défini par :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \quad (1.54)$$

L'indice 0 indique les propriétés du fluide prises à la température de référence T_0 .

Cette approximation est cependant valide pour une gamme de température donnée [91] et pour de faibles variations de la température. En effet, d'après les études de Gray et Giorgini, l'approximation de Boussinesq est valable si, en tout point de l'écoulement et à chaque instant, la température reste dans la gamme $[T_0 - \Delta T; T_0 + \Delta T]$, où ΔT est l'écart de température maximal pour l'utilisation valide de l'approximation, cette valeur dépendant de la température de référence T_0 . Typiquement, pour l'eau et l'air à 20°C, ΔT vaut respectivement 2°C et 29°C environ. Dans notre système, surtout s'il est bien stratifié, les écarts de température peuvent atteindre plus de 10°C. Ainsi, dans notre cas de figure, on remarque que l'on peut commencer à atteindre les limites de cette hypothèse.

Ainsi, suivant cette approximation, les équations de conservation peuvent se simplifier et s'écrire comme suit :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1.55)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g [1 - \beta(T - T_0)] \cos(\theta) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \quad (1.56)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -g [1 - \beta(T - T_0)] \sin(\theta) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] \quad (1.57)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (1.58)$$

Dans les cas où l'approximation de Boussinesq n'est pas utilisable pour des raisons de précision et/ou de validité, le terme lié aux effets de la gravité $(\rho - \rho_0)g$ est évalué directement, avec ρ une fonction de la température.

Grandeurs et phénomènes caractéristiques

Nombres adimensionnels caractéristiques

L'adimensionnement des équations de conservation énoncées dans la partie précédente est utile pour permettre la comparaison de résultats entre eux, et fait apparaître un certain nombre de grandeurs qui vont caractériser les phénomènes ayant lieu dans les écoulements.

Il est possible de citer les suivantes :

- Le nombre de Prandtl Pr . Cette grandeur est caractéristique du fluide étudié et fait le ratio de la diffusivité de quantité de mouvement sur la diffusivité thermique et s'exprime :

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (1.59)$$

où $\nu = \mu/\rho$ (m^2/s) est la viscosité cinématique du fluide et a (m^2/s) est la diffusivité thermique du fluide définie telle que : $a = \lambda/(\rho C_P)$. En proche paroi, un nombre de Prandtl supérieur à l'unité indique que la couche limite thermique est moins épaisse que la couche limite dynamique comme on peut le voir sur la figure 1.11.

- Le nombre de Nusselt Nu . Ce nombre adimensionnel compare l'importance relative des transferts thermiques par conduction par rapport aux transferts par convection. Son expression est la suivante :

$$Nu = \frac{h.L_c}{\lambda} = \frac{\varphi.L_c}{\lambda.\Delta T} \quad (1.60)$$

où h ($\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$) est le coefficient d'échange global, L_c (m) la grandeur caractéristique associée, φ (W/m^2) la densité de flux de chaleur et ΔT (K) est l'écart de température caractéristique. Un nombre de Nusselt dont la valeur est proche de l'unité indique que les transferts par conduction sont prédominants tandis que des valeurs plus élevées révèlent l'importance des transferts par convection. Cette grandeur est beaucoup utilisée pour la caractérisation de l'efficacité des transferts thermiques, et est donc souvent un paramètre à optimiser.

- Le nombre de Grashof Gr . Ce nombre adimensionnel, très important pour les écoulements de convection naturelle, est l'équivalent du nombre de Reynolds pour la convection forcée. Il compare les forces de la poussée d'Archimède et les forces visqueuses et s'exprime généralement par la relation suivante :

$$Gr = \frac{g.\beta.\Delta T.L_c^3}{\nu^2} \quad (1.61)$$

où L_c (m) est la grandeur caractéristique du système considéré et peut donc être choisie différemment en fonction des configurations, et β ($1/\text{K}$) est le coefficient d'expansion volumique à pression constante.

- Le nombre de Rayleigh Ra . Ce nombre rencontre plusieurs définitions en fonction des configurations (rapport de forme, inclinaison) et des conditions aux limites (flux ou température imposée, chauffage total ou partiel). Si l'on distingue les définitions en fonction du type de condition aux limites thermique, il est possible pour une température imposée de définir le nombre de Rayleigh tel que :

$$Ra_{T,L_c} = Gr.Pr = \frac{g.\beta.\Delta T.L_c^3}{\nu.a} \quad (1.62)$$

En revanche, si un flux est imposé, le nombre de Rayleigh s'écrira :

$$Ra_{\varphi, L_c} = Gr.Pr.Nu = \frac{g \cdot \beta \cdot \varphi \cdot L_c^4}{\nu \cdot a \cdot \lambda} \quad (1.63)$$

Il est également possible pour des configurations données d'intégrer le rapport de forme de la géométrie du système considéré, ainsi que son angle d'inclinaison. Au cours de ce manuscrit, différentes expressions du nombre de Rayleigh seront utilisées et définies pour les applications souhaitées et considérées.

- Le nombre de Richardson Ri . Comme mentionné dans la section précédente, ce nombre adimensionnel fait le rapport des forces dues à la poussée d'Archimède et des forces d'inertie. Il s'exprime de la manière suivante :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L_c}{v_c^2} \quad (1.64)$$

où v_c (m/s) est la vitesse caractéristique, souvent correspondant à la vitesse débitante. Ici, Re représente le nombre de Reynolds – importance relative des forces d'inertie par rapport aux forces visqueuses – défini par :

$$Re = \frac{v_c \cdot L_c}{\nu} \quad (1.65)$$

Certaines des grandeurs précédemment citées servent à définir des phénomènes précis ayant lieu dans le système, comme la propension à stratifier ou le régime d'écoulement.

Les régimes d'écoulement

Dans les écoulements de convection naturelle, la transition entre le régime laminaire et le régime turbulent n'est plus définie par une valeur critique du nombre de Reynolds comme pour les écoulements de convection forcée, mais par une valeur critique du nombre de Grashof ou par le nombre de Rayleigh selon les auteurs. Physiquement, la transition d'un écoulement du régime laminaire au régime turbulent est un phénomène dynamique, la turbulence étant caractérisée par des instabilités d'importance élevée comparativement à l'écoulement moyen. De la même manière que pour les écoulements de convection forcée, cette limite de transition dépend de plusieurs paramètres tels que la géométrie, la rugosité des surfaces, la condition aux limites imposée etc. Une valeur communément utilisée est que la transition laminaire/turbulent pour une paroi verticale se fait aux environs de $Gr \approx 10^9 \equiv Ra \approx 10^9.Pr$ pour une condition de température imposée, et aux environs de $Ra \approx 10^{13}$ pour une condition de flux imposé [92]. Concernant les couches limites dynamiques et thermiques le long d'une paroi verticale, elles peuvent être schématiquement représentées comme sur la figure 1.11.

Par analyse dimensionnelle, il est possible de donner les approximations suivantes pour les épaisseurs de couche limite dans le cas où $Pr > 1$:

$$\delta \propto H.Ra_{T,H}^{-1/4}.Pr^{1/2} \quad (1.66)$$

$$\delta_T \propto H.Ra_{T,H}^{-1/4} \quad (1.67)$$

Ces approximations, valides pour une température fixe à la paroi, ne sont pas les mêmes que pour un flux imposé à la paroi. Dans ce cas, la couche limite thermique a un profil de Rayleigh en $-1/5$. Ces approximations ne prennent pas en compte le fait que, comme dans le cas étudié dans le cadre de travail, l'écoulement est situé dans une cavité fermée et que la paroi chauffée est inclinée. De plus, ces ordres de grandeur ne sont

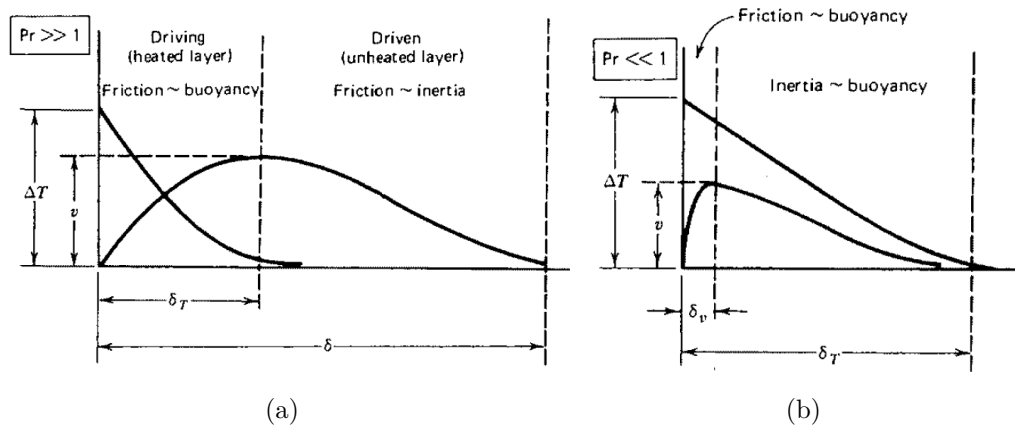


FIGURE 1.11 – Grandeurs représentatives des couches limites dynamique et thermique le long d’une paroi verticale chauffée (a) pour $Pr > 1$ et (b) pour $Pr < 1$ [9]

valides que le long de la zone d’échange, et ne sont plus applicables lorsque le panache se développe le long de la paroi au dessus de la zone chauffée.

Comportement des panaches

Un panache thermique est un écoulement gravitaire résultant d’une source dont les dimensions sont limitées, et de température différente de celle du fluide environnant [90]. L’évolution des panaches qui nous intéresse dans notre configuration est celle des panaches thermiques se développant le long d’une paroi inclinée au dessus d’une source de flux planaire dans un milieu confiné. Ce cas précis n’a pas été étudié dans la littérature, mais certaines configurations peuvent s’en rapprocher. Dans notre cas, le panache va se former dès que l’écoulement chaud longera la surface inclinée non chauffée au dessus de la zone d’échange. Il est important de comprendre les phénomènes engendrés par les panaches car ils vont avoir une influence sur la dynamique de l’écoulement dans la cavité, le panache allant générer du brassage qui aura un impact sur la stratification thermique du fluide et donc sur les performances du système de stockage.

Les configurations de panaches les plus largement étudiées dans la littérature sont les panaches libres bidimensionnels ou axisymétriques, à savoir les panaches thermiques dans un milieu inerte à température homogène issus d’une source linéique et ponctuelle respectivement, à la fois en écoulement laminaire et turbulent à l’aide de considérations théoriques et de mesures expérimentales. La majeure partie des études théoriques se basent sur l’analyse intégrale, ce qui nécessite la connaissance des profils de température et de vitesse, ainsi que le coefficient d’entraînement.

Les études théoriques et numériques de panache libre laminaire bidimensionnel ou axisymétrique [93–95] ont montré que la vitesse maximale de l’axe varie selon $x^{1/5}$, l’écart de température maximal entre le panache et le fluide décroît en $x^{-3/5}$ et que la largeur du panache augmente en $x^{2/5}$; x étant la direction de l’écoulement du panache. La transition vers la turbulence a été étudiée expérimentalement [96]. Elle est comprise entre des valeurs du nombre de Grashof local modifié Gr_x^* de $\sim 10^9 - 8 \times 10^9$. Ce nombre est défini par l’équation (1.68) :

$$Gr_x^* = \frac{g \cdot \beta \cdot x^3 \cdot Q(x)}{\rho \cdot C_P \cdot \nu^3} \quad (1.68)$$

où $Q(x)$ (W/m) représente le débit d'enthalpie dans le panache. Les panaches turbulents ont été étudiés analytiquement pour une source ponctuelle [97]. L'analyse intégrale utilisant l'hypothèse de Boussinesq, et supposant que les profils de vitesse et de température sont auto-semblables et que le taux d'entraînement d'air ambiant est proportionnel à la vitesse maximale pour la hauteur concernée, a permis de tirer les conclusions suivantes, vérifiées expérimentalement : la vitesse moyenne sur l'axe est indépendant de la hauteur, l'écart de température maximal décroît en $1/x$ et la largeur du panache est une fonction linéaire de la hauteur.

L'influence de la stratification thermique du milieu a également été évaluée [97–99], et dans le cas d'une ambiance stratifiée (souvent stable et linéaire) par rapport à une ambiance à température uniforme, on constate une diminution du terme de poussée, ce qui engendre une baisse du taux d'entraînement du panache, ainsi qu'une hauteur de pénétration liée à la multiplication du gradient thermique ambiant par le nombre de Froude initial du panache. Le nombre de Froude, représentant le ratio de l'énergie cinétique par rapport aux forces gravitationnelles, est défini par l'expression (1.69) :

$$Fr = \frac{v_c}{(g \cdot \beta \cdot \Delta T_c \cdot L_c)^{1/2}} \quad (1.69)$$

où v_c (m/s), L_c (m) et ΔT_c (K) sont respectivement une vitesse, une longueur et un écart de température caractéristiques de l'écoulement concerné. Dans notre cas, il peut s'agir de la vitesse moyenne ou maximale, de l'épaisseur du panache et de l'écart entre la température du panache et la température environnante.

Si le panache est en écoulement le long d'une paroi (adiabatique et isotherme), cela va influencer son comportement [100]. Dans le cas de la paroi adiabatique, le coefficient d'entraînement est inférieur à celui du panache libre du fait de l'effet stabilisant de la paroi. Quant à l'écoulement le long d'une paroi isotherme, comme pour le cas adiabatique, les profils moyens de vitesse et de température sont localement auto-similaires, ce qui permet de les décrire en utilisant l'analyse intégrale. D'autres méthodes numériques peuvent servir à prédire les grandeurs caractéristiques d'écoulement de panache.

Les panaches sont également étudiés dans l'environnement comme c'est le cas au dessus des radiateurs [101]. La méthode intégrale est également utilisée pour prédire la largeur dynamique du panache, sa vitesse maximale et son écart de température maximal.

Cependant, toutes les études précédemment menées ne font pas de combinaison de différents paramètres, et ne prennent pas en compte l'inclinaison de la paroi ou son aspect confiné dû au rapport de forme important de notre géométrie. Par conséquent, l'évolution du panache dans notre configuration ne peut pas être déterminée de manière très précise, mais les ordres de grandeur précédemment mentionnés peuvent permettre d'avoir des valeurs attendues de référence.

1.2.2 Phénomènes convectifs dans une cavité fermée

Cette partie a pour but de présenter les phénomènes de convection naturelle dans une enceinte fermée, afin de comprendre les transferts de masse et de chaleur qui ont lieu dans le réservoir de stockage étudié. En effet, la convection naturelle dans une cavité fermée ne présente pas les mêmes caractéristiques que celle dans un milieu ouvert du fait qu'un même volume de fluide est considéré et qu'il interagit avec lui-même, rendant les conditions aux limites omniprésentes. Ces conditions aux limites ont une influence importante sur les phénomènes ayant lieu dans la cavité considérée. J. Souza [7] avait classifié les différentes cavités en quatre catégories en fonction :

- de l'apport de chaleur : cette condition aux limites peut être à température ou à flux imposé selon les cas ; et peut être sur la totalité d'une face ou bien seulement sur une ou plusieurs parties.
- du refroidissement : dans ce cas, on trouve des températures ou des coefficients de pertes imposés aux parois correspondantes qui, de la même manière que pour l'apport de chaleur, peuvent être total ou partiel. Il est à noter que de manière générale, les autres parois sont supposées adiabatiques.
- du rapport de forme de la cavité (et sa géométrie) : il existe dans la littérature une grande variété de cavités étudiées, avec des géométries différentes au niveau de l'aspect et du rapport de forme (carré, rectangle, une face ondulée...). Dans le cadre de notre étude, ce sont les cavités rectangulaires à haut rapport de forme ($H/L=13$ dans notre cas) qui nous ont le plus intéressé, afin de se rapprocher de la configuration du CSIS étudié.
- de l'inclinaison : ce paramètre peut avoir une influence sur le comportement du fluide dans la cavité (écrasement de la couche limite contre la paroi par rapport à une configuration verticale par exemple). En effet, ce paramètre changera les composantes du vecteur lié à l'accélération de la pesanteur, ayant des répercussions sur la poussée d'Archimède dans le système.

Ces configurations peuvent être schématiquement représentées (figure 1.12).

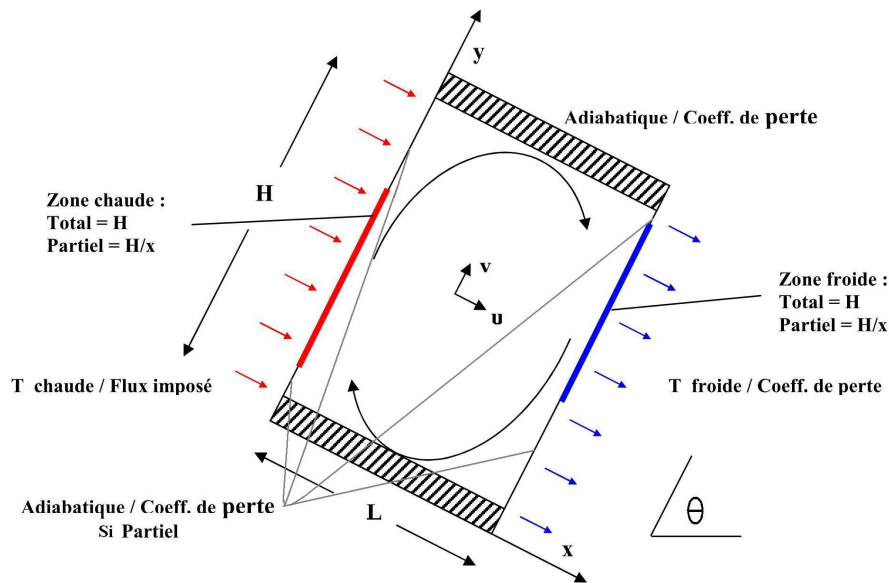


FIGURE 1.12 – Représentation schématique des différentes conditions aux limites rencontrées dans une cavité fermée [7].

Le cas d'étude typiquement étudié est celui de la cavité rectangulaire (ou carrée si $H = L$) avec les faces hautes et basses adiabatiques, une face chauffée à une température T_{ch} et la face opposée refroidie à une température T_{fr} , et dont le fluide étudié est supposé incompressible avec des propriétés thermo-physiques constantes. Les fluides fréquemment utilisés sont l'air et l'eau, mais il arrive que d'autres fluides soient utilisés ou modélisés, parfois en milieu poreux.

Les différents régimes

Il est possible pour les écoulements de convection naturelle dans les cavités fermées de distinguer quatre comportements caractéristiques d'écoulement en régime stationnaire selon les valeurs du nombre de Rayleigh et du rapport de forme [9]. Ces régimes sont schématiquement représentés sur la figure 1.13.

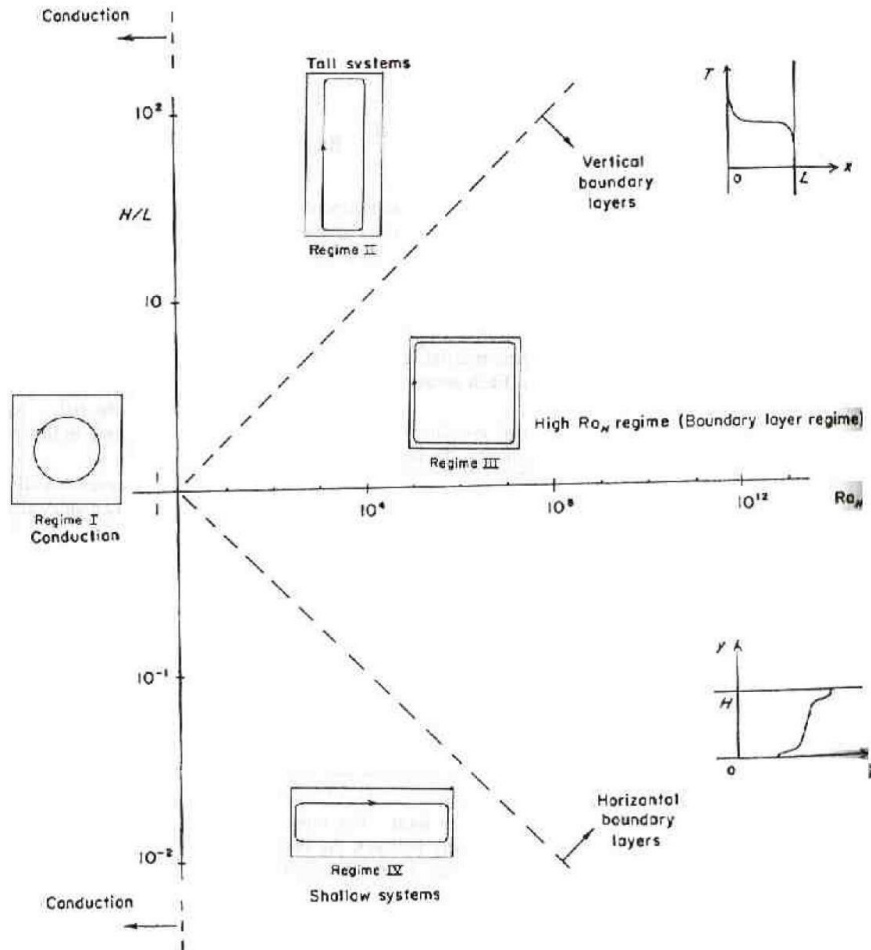


FIGURE 1.13 – Les différents régimes caractéristiques des écoulements de convection naturelle en cavité fermée en fonction du nombre de Rayleigh et du rapport de forme [9].

Dans ce graphique, le nombre de Rayleigh Ra_H est défini selon la relation 1.62 avec la hauteur H de la cavité comme longueur caractéristique et ΔT est la différence de température entre les faces chaude et froide. Dans le système de notation adopté ici, ce nombre de Rayleigh est dénoté $Ra_{T,H}$. Pour les deux premiers régimes (conduction et grands systèmes), le transfert de chaleur se fait de manière analogue à la conduction (à l'échelle $[(\lambda H \Delta T)/L]$). Le troisième régime est celui dit « de couche limite » caractérisé par la formation de couches limites thermiques le long des parois verticales différentiellement chauffées, et où le fluide au centre est relativement stagnant et stratifié thermiquement avec des températures plus importantes en haut et plus faibles en bas. Quant au quatrième régime, il caractérise les écoulements dans les systèmes peu profonds et les transferts sont également caractérisés par une stratification thermique verticale. Les régimes 3 et 4 ont

une échelle de transfert telle que : $(\lambda/\delta_{T,f})H\Delta T$. Ces quatre régimes ont été observés expérimentalement lors de plusieurs études pour des fluides à $Pr > 1$.

Compte tenu de notre configuration, nous serons dans le régime de couche limite. Pour ces systèmes, le nombre de Nusselt global peut être défini par la formule suivante :

$$\overline{Nu_T} = 0,364 \frac{L}{H} Ra_{T,H}^{-1/4} \quad (1.70)$$

Cette expression est valide si les transferts par convection sont significatifs, c'est-à-dire pour $Nu > 1$. Elle s'applique lorsque la condition aux limites aux parois est une température imposée. Pour une condition de flux imposé – tous les autres paramètres et les hypothèses étant égaux par ailleurs, la corrélation s'écrit [102] :

$$\overline{Nu_\varphi} = 0,34 Ra_{\varphi,H}^{2/9} \left(\frac{H}{L} \right)^{1/9} \quad (1.71)$$

Concernant les cavités partiellement chauffées, certains auteurs [103], [12] définissent le nombre de Rayleigh sur la hauteur chauffée. Ainsi, si une condition de flux est imposée, on obtient l'expression suivante :

$$Ra_{\varphi,H_\varphi} = \frac{g \cdot \beta \cdot \varphi \cdot H_\varphi^4}{\nu \cdot a \cdot \lambda} \quad (1.72)$$

Ces auteurs définissent leur nombre de Nusselt global sur la surface totale chauffée A_φ selon la formule qui suit :

$$\overline{Nu_\varphi} = \frac{1}{\frac{1}{A_\varphi} \int_{A_\varphi} (T^*)_{y=0} dA_\varphi} \quad (1.73)$$

Dans cette équation, T^* est la température adimensionnelle définie telle que :

$$T^* = \frac{T - T_{froide}}{\frac{\varphi \cdot H_\varphi}{\lambda}} \quad (1.74)$$

Pour ce qui est des cavités inclinées, d'après Henderson et al. [104], le nombre de Nusselt global est une fonction à la fois du nombre de Rayleigh et de l'angle d'inclinaison indépendamment plutôt que de $(Ra \cdot \cos \theta)$. Cependant, sous certaines conditions – nombre de Prandtl infini et écoulement du fluide et champ de température indépendants de la distance le long de la hauteur de la cavité – le nombre de Nusselt dépend uniquement de $(Ra \cos \theta)$. Néanmoins, d'autres études ont montré que la première condition pouvait être assouplie tout en montrant une bonne adéquation pour $Nu = f(Ra \cdot \cos \theta)$.

Cas des cavités différentiellement chauffées

La convection naturelle dans les cavités fermées ayant de nombreuses applications dans plusieurs systèmes de l'ingénierie, les études permettant de caractériser l'influence de certains paramètres et de certaines conditions aux limites sont nombreuses. Par exemple, le fluide d'étude peut être de l'eau ou bien de l'air ou encore d'autres fluides [105], et se dérouler dans des milieux poreux [106, 107]. Par ailleurs, comme mentionné dans la section 1.1, différentes géométries existent pour les capteurs : cavités triangulaires [3, 108], parois ondulées [109, 110] ou encore d'autres géométries plus particulières [111]. Pour mieux comprendre les phénomènes au sein du réservoir de stockage du CSIS, nous nous sommes

plus particulièrement intéressés aux études pour les cavités à haut rapport de forme avec l'eau comme fluide de travail.

Une cavité rectangulaire différentiellement chauffée avec pour fluide de travail l'air a été étudiée en régime permanent par Elsherbiny [10] pour deux rapports de forme (20 et 80) et des valeurs du nombre de Rayleigh $Ra_{T,L}$ comprises entre 10^2 et 2×10^6 pour des angles allant de 0° (chauffé en bas) à 180° (chauffé en haut), schématiquement représentée figure 1.14(a). Ainsi, ses résultats montrent que la transition entre les régimes conductif et convectif (lorsque le nombre de Nusselt dépasse l'unité) se fait pour des nombres de Rayleigh plus importants si on rapproche le système de la position horizontale chauffée en haut. Par ailleurs, pour un angle d'inclinaison donné, l'augmentation du rapport de forme entre 20 et 80 résulte en une réduction du nombre de Nusselt. L'influence de l'angle d'inclinaison sur le nombre de Nusselt pour deux valeurs du nombre de Rayleigh est montrée figure 1.14(b).

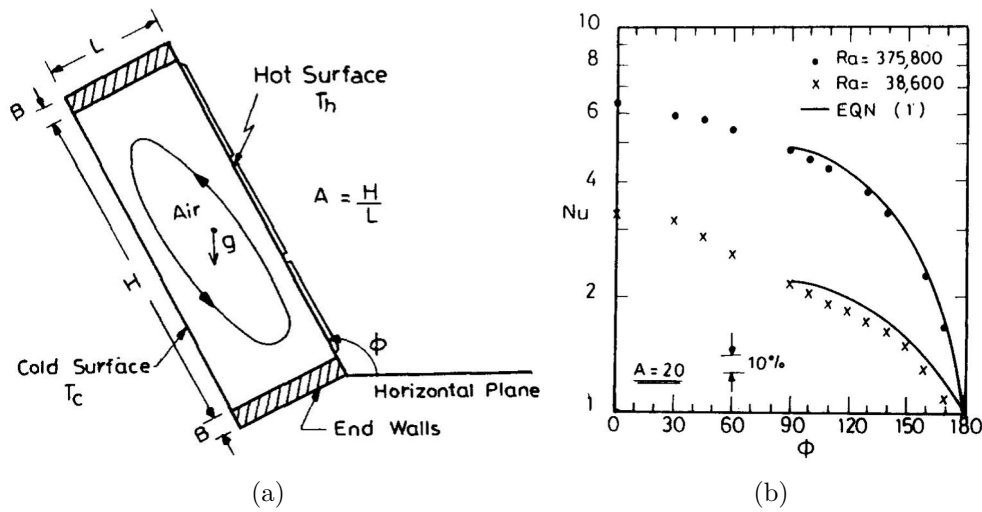


FIGURE 1.14 – (a) Schéma du système étudié par Elsherbiny et (b) Influence de l'angle d'inclinaison sur le nombre de Nusselt [10]

Al-Bahi et al. [11] ont étudié le même type de système à la différence que la zone de chauffage est discrète et positionnée au centre de la cavité comme le montre la figure 1.15(a). De cette manière, ils ont pu constater les différences entre les deux configurations et ainsi étudier l'impact d'avoir une hauteur de zone chauffée différente de la hauteur totale de la face. En effet, pour ce qui est du nombre de Nusselt, sa variation est différente entre les deux configurations : pour le cas de chauffage discret, le nombre de Nusselt maximal est obtenu pour des angles proches de la verticale (90°) et pour les cas où la cavité est horizontale et chauffée en haut, le transfert n'est pas purement conductif mais également convectif dans la partie supérieure. De plus, l'augmentation de l'angle d'inclinaison modifie la structure de l'écoulement d'une structure à deux zones d'une structure d'écoulement unicellulaire. La valeur de l'angle critique pour lequel a lieu cette transition dépend du nombre de Rayleigh. Par ailleurs, il est également possible d'observer sur la figure 1.15(b) l'influence de l'angle d'inclinaison sur le nombre de Nusselt dans ce cas et constater les différences qui existent. En outre, les auteurs précisent que pour des angles compris entre 120 et 150° , la vitesse dans la cavité diminue, ayant également tendance à diminuer les transferts thermiques.

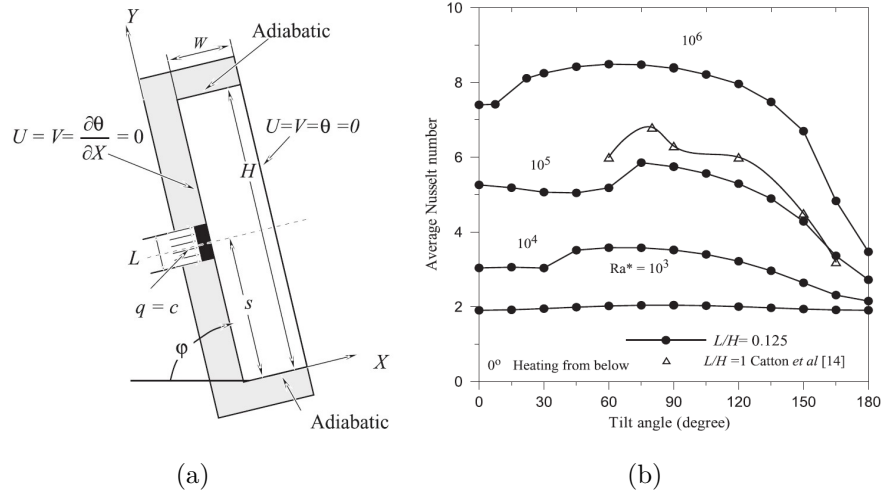


FIGURE 1.15 – (a) Schéma du système étudié par Al-Bahi et al. et (b) Influence de l'angle d'inclinaison sur le nombre de Nusselt [11]

Dans leur publication, Nithyadevi et al. [112] ont étudié numériquement une cavité partiellement chauffée et refroidie pour différents rapports de formes (de 0,5 à 10) et pour plusieurs valeurs des nombres de Prandtl et de Grashof. Ils ont également étudié l'influence de la position des zones chauffées et refroidies sur les transferts. Dans leur gamme de rapports de forme, ils ont constaté qu'une augmentation de ce paramètre résultait en une augmentation du nombre de Nusselt. De plus, c'est dans la configuration pour laquelle la zone chauffée est en bas et la zone refroidie est en haut que les transferts thermiques sont plus importants.

Toujours pour les cavités chauffées de manière discrète, différentes études numériques et expérimentales concernant une configuration donnée ont été réalisées [12, 103, 105, 113] : il s'agit d'une cavité rectangulaire chauffée par neuf sources de flux installées selon trois lignes et trois colonnes comme le montre la figure 1.16.

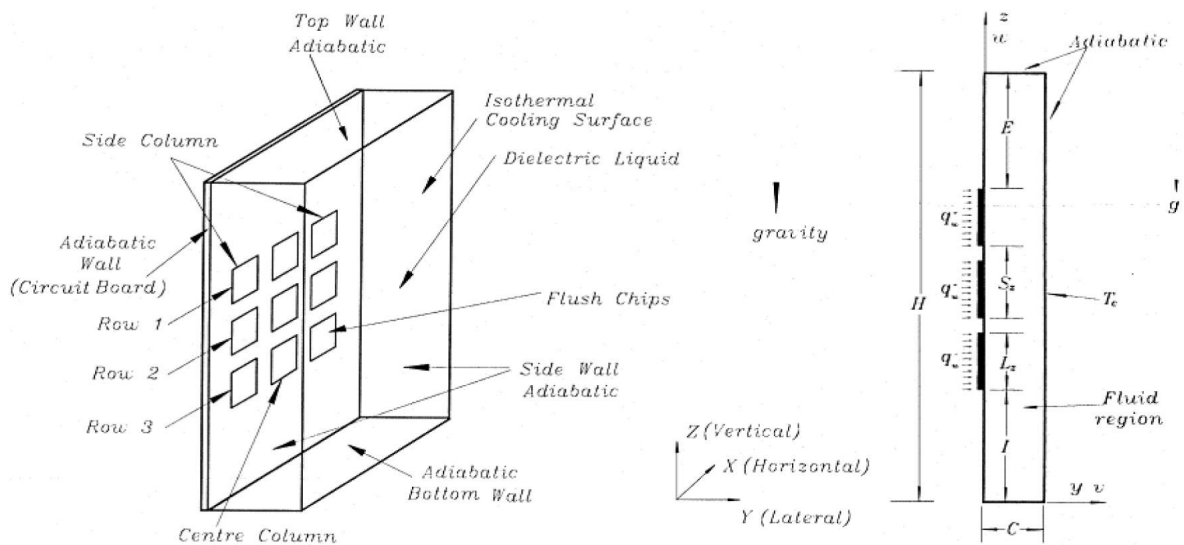


FIGURE 1.16 – Schéma de la cavité chauffée discrètement [12].

Dans leurs études, Heindel et al. [103, 105] ont pu conclure que les effets tridimensionnels ont une influence sur les écoulements du fluide et les transferts thermiques dans une cavité chauffée de façon discrète, et ce de manière plus remarquable à proximité des sources de flux. Cependant, les conditions d'écoulement bidimensionnelles sont approchées si le ratio des conductivités thermiques du substrat par rapport au fluide est augmenté ; et ils en concluent que le modèle 2D suit les tendances principales tout en nécessitant beaucoup moins de temps de calcul. Les conclusions de Tou et al. [12] sur cette étude sont les suivantes : le transfert de chaleur des sources de chaleur n'est pas uniforme et est maximal aux bords d'attaque et sur les côtés des surfaces chauffantes avec des températures maximales pour la rangée du haut et ce quels que soient le nombre de Rayleigh et le rapport de forme de la cavité ; le nombre de Nusselt moyen de chaque rangée est maximal pour un rapport de forme d'environ 3 et les effets du rapport de forme sur le nombre de Nusselt moyen de rangée tend à se dégrader si on décroît le nombre de Rayleigh $Ra_{\varphi, H_{\varphi}}$; et les effets du nombre de Prandtl sur les transferts thermiques et les écoulements sont négligeables pour des valeurs entre 5 et 130 si tous les autres paramètres sont égaux par ailleurs. Ce dernier résultat est également constaté par d'autres auteurs [113–115]. Tso et al. [113] ont également étudié l'influence de l'angle d'inclinaison sur les phénomènes se produisant dans le système. Ainsi, pour un nombre de Rayleigh $Ra_{\varphi, H_{\varphi}}$ entre 10^5 et 10^8 , l'écoulement dans la cavité est unicellulaire pour des valeurs de l'angle d'inclinaison allant de 45° à 150° , 0° étant le cas où les sources de flux sont en partie supérieure et 180° en partie inférieure.

1.2.3 Convection naturelle dans un canal ouvert

Nous avons pu voir dans la section 1.1 que la plaque de stratification jouait un rôle pour l'amélioration des performances du stockage. Par conséquent, cela rajoute à l'étude du système la compréhension des phénomènes de convection naturelle dans un canal. La littérature montre que de nombreuses études ont été effectuées dans ce domaine, à la fois expérimentalement et numériquement, travaillant avec de l'air ou de l'eau. Dans cette partie, nous allons donc nous intéresser aux phénomènes caractéristiques des écoulements de convection naturelle dans un canal chauffé latéralement. Il faut cependant noter que dans la plupart des études réalisées, il s'agit d'un canal dans un milieu ouvert ; alors que dans notre cas, le canal est situé dans une cavité fermée, ce qui aura forcément un impact sur la comparaison des résultats. De même que pour le cas de la cavité fermée, il est possible de regrouper les canaux par leurs conditions aux limites et leur géométrie :

- Chauffage : sur les deux parois ou sur une seule, sur la totalité ou sur une partie seulement, température imposée ou flux imposé.
- Rapport de forme : une grande gamme d'étude existe dans la littérature, mais notre cas s'intéresse à des rapports de forme plutôt élevés ($H_{\varphi}/b = 40$).
- Inclinaison : tout comme dans le cas de la cavité fermée, ce paramètre va avoir une influence sur les phénomènes ayant lieu dans le canal.

Compte tenu de notre configuration, ce sont les canaux inclinés chauffés asymétriquement avec une condition de flux imposé, et dont le fluide de travail est l'eau, qui nous intéresseront le plus. Dans ce cas précis et sous certaines conditions, un phénomène d'écoulement inverse peut être observé au niveau de la sortie du canal. Dans les chapitres suivants, son influence sur le comportement du système et la stratification sera mis en avant. Dans ce chapitre, nous allons décrire les observations déjà réalisées sur ce type d'écoulement dans la littérature.

Écoulement inverse

Un des phénomènes pouvant avoir lieu dans les écoulements de convection naturelle dans un canal chauffé asymétriquement est l'apparition d'un écoulement inverse, c'est-à-dire que du fluide va également rentrer par la partie haute du canal. Les premiers à mettre ce phénomène en évidence expérimentalement sont Sparrow et al. [116] en 1984, qui étudient un canal chauffé à température uniforme avec pour fluide de travail l'eau et pour différents rapports de forme. Dans cette étude, ils ont conclu que le nombre de Nusselt n'est pas affecté par l'écoulement inverse car leurs mesures expérimentales et leurs résultats numériques sont en accord, bien que le modèle ne prenne pas en compte l'écoulement inverse. L'apparition de ce phénomène s'expliquerait par l'accélération de l'écoulement proche de la paroi chauffée due à des fortes forces de flottabilité, ramenant ainsi du fluide proche de la paroi chauffée. Lorsqu'il n'y a pas suffisamment de fluide dans le canal (aspiration par le bas insuffisante), alors du fluide est amené par le haut, adjacent à la paroi non chauffée.

D'autres études expérimentales ont été réalisées avec l'eau pour fluide de travail, afin de rechercher l'influence du nombre de Rayleigh modifié basé sur la distance entre les plaques et du rapport de forme du canal sur la structure de l'écoulement, à la fois pour le régime stationnaire et aussi durant la phase transitoire suivant le début du chauffage [117], [13]. Le dispositif expérimental présente une zone de flux imposé dont la hauteur est la moitié de celle du canal, et est située en son centre comme le montre la figure 1.17(a). Le nombre de Rayleigh modifié intègre le rapport de forme du canal et est défini par la relation suivante :

$$Ra_{\varphi, L_c}^+ = \frac{Ra_{\varphi, L_c}}{R_f} = Ra_{\varphi, L_c} \cdot A_r = Ra_{\varphi, L_c} \frac{b}{H_{\varphi}} \quad (1.75)$$

où A_r est l'inverse du rapport de forme du canal avec $A_r = 1/R_f = b/H_{\varphi}$.

L'étude de Popa et al. [117] a été réalisée avec de l'eau afin de n'étudier que les phénomènes convectifs et pouvoir négliger les effets des transferts radiatifs. Les auteurs indiquent que dans le cas de canaux chauffés asymétriquement, et pour des nombres de Rayleigh modifiés supérieurs à 1000, alors l'écoulement se situe dans le régime de couche limite. Les nombres de Rayleigh modifiés étudiés dans cette publication varient entre 10^6 et $2 \cdot 10^7$, et dans ces conditions, l'écoulement inverse a toujours été observé sauf pour un cas. Ils ont également constaté que l'écoulement est fortement instationnaire et présente des structures tridimensionnelles, représentées par la présence dans l'écoulement inverse d'instabilités gravitationnelles et aussi d'instabilités de Kelvin-Helmholtz. L'étude d'Ospir et al. [13] vient compléter la précédente : trois nombres de Rayleigh modifiés entre $4,3 \times 10^5$ et $4,5 \times 10^6$ et trois valeurs du rapport de forme R_f ont été étudiés (5,2 ; 6 et 6,9) pour estimer leur influence sur la structure de l'écoulement inverse. Dans tous les cas étudiés, les auteurs ont constaté un écoulement de couche limite près de la paroi chauffée, accompagné d'un écoulement inverse sur l'autre paroi. Pour une valeur fixe du nombre de Rayleigh modifié, la longueur de pénétration totale de l'écoulement inverse augmente si le rapport de forme est diminué. Aussi, dans les valeurs du nombre de Rayleigh étudiées, l'augmentation de ce paramètre pour un rapport de forme fixé résulte en une réduction de la longueur de pénétration totale.

Des études avec l'air pour fluide de travail ont également été réalisées numériquement [15] et expérimentalement [14]. Dans leur étude numérique, Li et al. [15] se sont intéressés aux effets du rayonnement sur l'écoulement de convection naturelle ainsi que sur le démarrage de l'écoulement inverse. La géométrie étudiée correspond au dispositif expérimental de la figure 1.17(a), et dans leur formulation des équations de conservation,

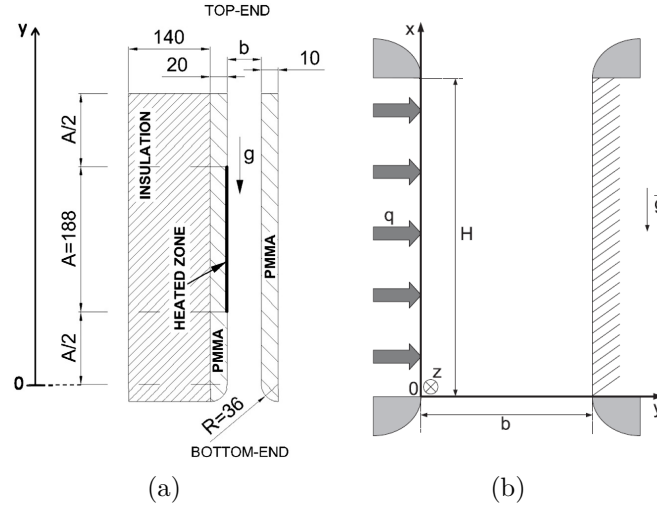


FIGURE 1.17 – (a) Schéma du canal chauffé asymétriquement dans l'étude d'Ospir et al. [13] et (b) dans l'étude de Dupont et al. [14].

ils n'ont pas utilisé l'approximation de Boussinesq mais des lois de comportement pour les propriétés thermophysiques en fonction de la température. Afin de pouvoir faire des comparaisons, ils ont d'abord simulé un écoulement de convection pure. Dans ce cas, ils ont constaté plusieurs choses : la vitesse verticale maximale est quasiment indépendante de l'espacement entre les plaques, et pour des valeurs du rapport A_r supérieures à 0,13 correspondant à un nombre de Rayleigh modifié de 3×10^4 , un écoulement inverse apparaît et augmente si l'écart entre les plaques est augmenté. Ce phénomène peut se voir sur la courbe de la figure 1.18, dans laquelle \dot{m}_{in} représente le débit entrant en bas du domaine et \dot{m}_{out} le débit positif sortant du canal. Par ailleurs, ils ont constaté que les profils de température étaient modifiés par la présence de l'écoulement inverse qui induit une transition abrupte de la température à ses environs. Concernant l'effet du rayonnement, l'apparition de l'écoulement inverse est retardée lorsque le rayonnement des surfaces est pris en compte, et cette contribution augmente la température de la paroi adiabatique face à la zone chauffée. Les études numériques dans ce domaine sont soumises à questions lors de vérifications expérimentales, majoritairement en raison des conditions aux limites imposées en entrée et sortie qui sont difficiles à fixer et ne correspondent pas aux résultats expérimentaux [118, 119].

L'étude expérimentale de Dupont et al. [14] traite des mêmes problématiques, et l'étude des profils de vitesse montre qu'il y a une dépendance linéaire entre la vitesse verticale maximale et la position horizontale dans le canal. De plus, les auteurs ont constaté que la position de la séparation entre les écoulements ascendants et descendants est tout le temps située au centre du canal, et que l'épaisseur de la couche limite ne semble pas être affectée par le changement de flux. Par ailleurs, Dupont et al. soulignent l'existence d'un nombre de Rayleigh particulier pour lequel la vitesse tangentielle est maximale. Ils concluent que les conditions d'apparition de l'écoulement inverse ainsi que les mécanismes physiques sous-jacents ne sont pas encore clairement établis.

Selon l'étude de Samot et al. [120], dont la géométrie du dispositif expérimental correspond à la figure 1.17(b), des zones d'apparition de l'écoulement inverse peuvent être définies en fonction du nombre de Rayleigh et du rapport de forme du canal $R_f = H_\varphi/b$ comme sur la figure 1.19.

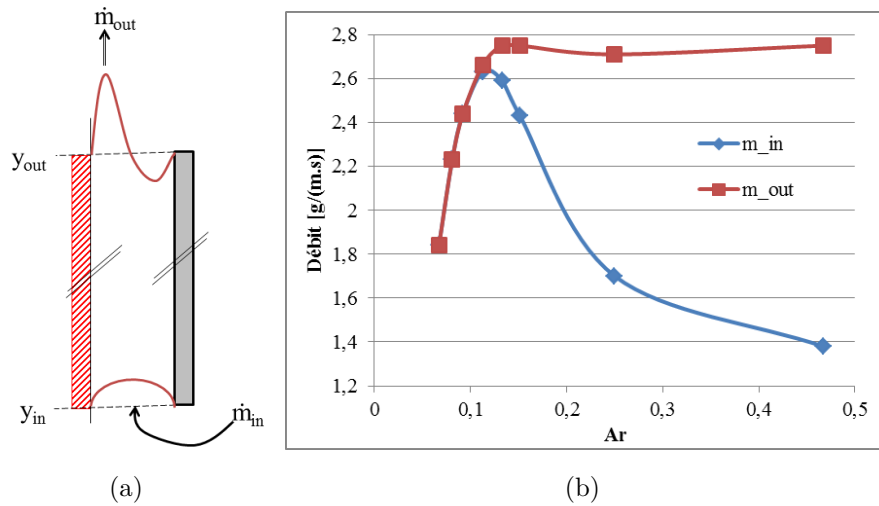


FIGURE 1.18 – (a) Représentation schématique des phénomènes avec l'écoulement inverse (b) Variation du débit entrant et sortant du canal en fonction du rapport de forme [15]

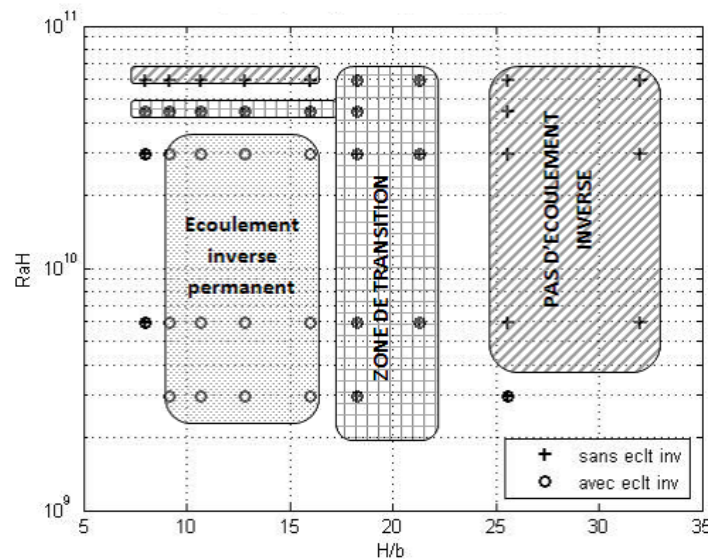


FIGURE 1.19 – Existence de l'écoulement inverse selon les valeurs de Ra_H et H/b [120]

Dans cette étude, les essais ont été réalisés pour de l'air et une condition de densité de flux uniforme imposée sur la totalité de la paroi. Le nombre de Rayleigh considéré ici est $Ra_{\varphi, H, \varphi}$. Il est possible de distinguer trois zones : une première où l'écoulement inverse est permanent, une autre pour laquelle ce phénomène est intermittent et la troisième pour laquelle il n'y a pas d'écoulement inverse.

Dans leur étude, Khanal et al. [20] ont essayé de supprimer l'écoulement inverse afin d'améliorer les performances de ventilation de leur système. Pour ce faire, ils ont réduit la taille de l'ouverture en sortie – à la dimension de la couche limite thermique – en inclinant la paroi non chauffée à l'angle correspondant. En effet, comme l'apparition de l'écoulement inverse résulte en une baisse du débit total circulant dans la cheminée solaire étudiée, ce cas n'est pas désiré dans les applications pour la ventilation. Le nombre de

Rayleigh est défini sur la hauteur de la zone chauffée dans le cas du flux imposé, et varie entre 10^4 et 10^{11} . L'écoulement est donc considéré laminaire puisque dans ces conditions la transition se produit à $Ra_{\varphi, H_\varphi} \geq 2 \times 10^{13}$. L'étude réalisée est à la fois numérique et analytique, renforcée par une visualisation qualitative de l'écoulement.

L'influence de l'angle d'inclinaison du système a été étudiée par Brangeon [118] dans le cadre de sa thèse. Pour ce faire, il a utilisé le nombre de Rayleigh modifié intégrant le cosinus de l'angle d'inclinaison $Ra_{\varphi, b}^+ \cdot \cos(i)$. Dans son cas, l'angle d'inclinaison i est défini par rapport à la verticale. Il a pu remarquer que plus la cavité est inclinée (vers l'horizontale), plus les échanges de chaleur, le débit et la zone de recirculation de l'écoulement inverse diminuent.

Il faut cependant garder à l'esprit que les tests réalisés dans la littérature, qu'ils soient expérimentaux ou numériques, sont réalisés avec une zone chauffée représentant toute la paroi ou la moitié de celle-ci, et située en son milieu. Or dans notre cas, la partie chauffée est généralement loin de l'entrée ou de la sortie du canal, ce qui entraîne des pertes de charges supplémentaires qui ne sont pas prises en compte dans les études précédemment mentionnées.

1.3 Modélisation du réservoir de stockage

Différents modèles existent selon les besoins de simulation : certains sont plus adaptés pour prédire le comportement global du système à l'échelle de l'utilisation et en étudier les performances annuelles tandis que d'autres servent à observer les phénomènes dans les différents composants.

Bien sûr, la complexité des modèles augmente avec leur précision, et a le désavantage d'être plus coûteux en temps de calcul. Dans cette partie, nous allons présenter les principaux modèles existant pour la simulation du comportement des systèmes de stockage en allant du plus simplifié au plus complet.

1.3.1 Modèle parfaitement brassé

Les modèles parfaitement brassés considèrent le système de stockage comme un unique volume fluide à température uniforme. Ce type de modèle ne permet donc pas de prendre en compte la stratification thermique du réservoir, et constitue donc un modèle très simplifié avec l'hypothèse que le fluide est toujours homogène, que ce soit au moment de la charge ou lors du soutirage. Ce modèle ne prend pas du tout en compte les effets des mouvements de fluide dans le réservoir. Il est surtout utilisé pour la réalisation de calculs à l'échelle du bâtiment où de nombreux autres paramètres sont à prendre en compte. Dans ce cas, un bilan thermique est écrit pour le système de la manière suivante :

$$m_{eau} C_{P,eau} \frac{dT}{dt} = \dot{m}_{dyn} C_{P,eau} (T_{dyn} - T_{st}) - U_{st} A_{st} (T_{st} - T_{ext}) \quad (1.76)$$

Dans cette équation, l'indice dyn représente le débit et la température durant les modes dynamiques, c'est-à-dire la charge et la décharge du système. En général, durant la charge, $T_{dyn} > T_{st}$ tandis que lors de la décharge $T_{dyn} < T_{st}$.

1.3.2 Modèles 1D multicouches, ou approche nodale

Ces types de modèles divisent le système de stockage en un nombre N de nœuds de température uniforme. Plus le nombre de nœuds est important, plus le modèle sera réaliste, donnant ainsi des résultats plus précis. Cette division en nœuds peut être représentée par le schéma de la figure 1.20. De manière générale, il existe deux moyens d'injecter du fluide dans le réservoir : à hauteur fixe (dans les systèmes pour lesquels l'entrée du fluide se fait de manière directe) ou à hauteur variable, c'est-à-dire que le fluide va se placer dans une couche de fluide de température proche de la sienne.

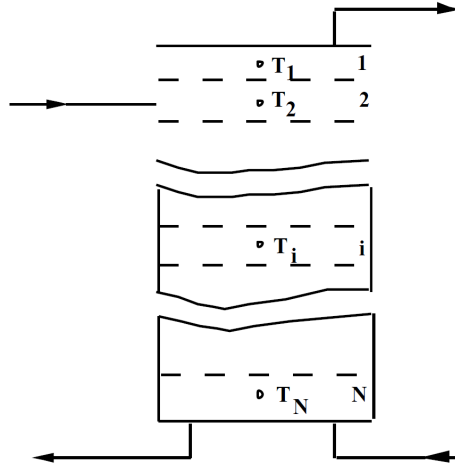


FIGURE 1.20 – Modélisation d'un réservoir en N nœuds [16]

Modèles à "écoulement piston"

Ces modèles – dénommés « plug flow » en anglais – utilisent des nœuds de volume et de nombre variables. La taille de ces éléments est fonction du pas de temps de la simulation, du débit entrant et sortant vers le capteur solaire et vers le soutirage, des pertes thermiques, et s'il est présent de l'appoint. Son avantage par rapport à un modèle dont le volume des nœuds est fixe est qu'il permet de modéliser la stratification avec des nœuds plus petits dans les zones de gradients thermiques sans avoir recours à un pas de temps plus petit pour avoir un résultat correct [16]. Par conséquent, ce modèle est plus approprié pour les réservoirs ayant un grand degré de stratification. Le principal désavantage de ce modèle est sa tendance à surestimer les performances du réservoir dû au fait que sa logique permet une maximisation de la stratification dans le système. Le fonctionnement de ce modèle est schématiquement expliqué figure 1.21. Ce modèle correspond au Type 38 du logiciel TRNSYS 17.

Modèles multicouches

Les échanges de masse et de chaleur au niveau d'un nœud i pouvant se trouver dans un réservoir sont représentés dans la figure 1.22(a). Si l'on écrit l'équation de bilan, on obtient :

$$m_n C_{P,eau} \frac{dT_n}{dt} = \Phi_{cond} + \Phi_{per} + \Phi_{conv} + \Phi_{aux} + \Phi_{hx} + \Phi_{fl} \quad (1.77)$$

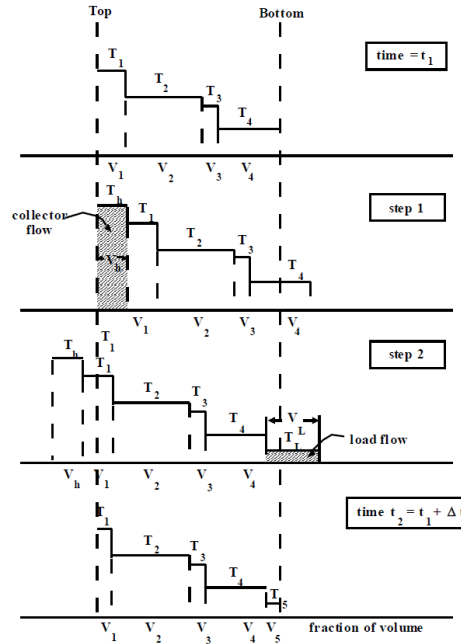


FIGURE 1.21 – Principe de fonctionnement du modèle à écoulement piston [16]

Dans cette équation, m_n est la masse de fluide contenue dans le nœud n , et les flux du terme de droite représentent respectivement la conduction dans les parois du réservoir, les pertes thermiques vers l'environnement, la convection entre deux nœuds adjacents, l'appoint électrique, l'échangeur de chaleur et les entrées/sorties de fluide dans le réservoir dans le cas d'échange direct. Ce modèle correspond au Type 60 du logiciel TRNSYS 17, et est le plus complet de la librairie des modèles proposés. Il est possible de remarquer que si l'on choisit $N = 1$, on retrouve le modèle de réservoir parfaitement mixé à température uniforme. Il existe d'autres Types pour modéliser les réservoirs en utilisant l'approche nodale, notamment dans la librairie TESS (Thermal Energy Systems Specialists) avec par exemple les Type 531 ou 534, qui correspondent respectivement à un réservoir rectangulaire et cylindrique vertical avec possibilité d'avoir des échangeurs immergés [121]; ou encore le Type 340 qui correspond à un réservoir à ports multiples [122].

Cependant, la librairie du logiciel ne propose pas de modèles de CSIS correspondant à notre cas. Par exemple, l'angle d'inclinaison du réservoir n'est jamais pris en compte dans les modèles de réservoirs cités ci-dessus, car ce sont des modèles de ballons de stockage destinés à être dans la plupart des cas intégrés dans le bâtiment, ou alors posés sur un toit en couplage avec un capteur solaire (système classique de thermosyphon). Or la prise en compte de l'angle d'inclinaison dans le stockage joue un rôle important du fait des surfaces entre chacune des couches qui varient en fonction de ce paramètre. Dans le cadre de sa thèse, afin de simuler le comportement annuel du système complet, J. Souza s'est basé sur le Type 541 de la librairie TESS du logiciel TRNSYS qui correspond à un modèle à couches de capteur auto-stockeur prenant en compte le fait que le système soit incliné, comme le montre la figure 1.22(b). Dans ce modèle, la surface supérieure correspond au capteur qui transfère l'énergie au réservoir lorsque le soleil brille, et un échangeur est présent dans le réservoir (pas de soutirage direct) [17]. Les principales différences par rapport au modèle 60 défini par l'équation (1.77) réside dans le fait qu'il n'y a pas d'appoint et que les échanges avec l'environnement sont différents en fonction des surfaces du CSIS : la

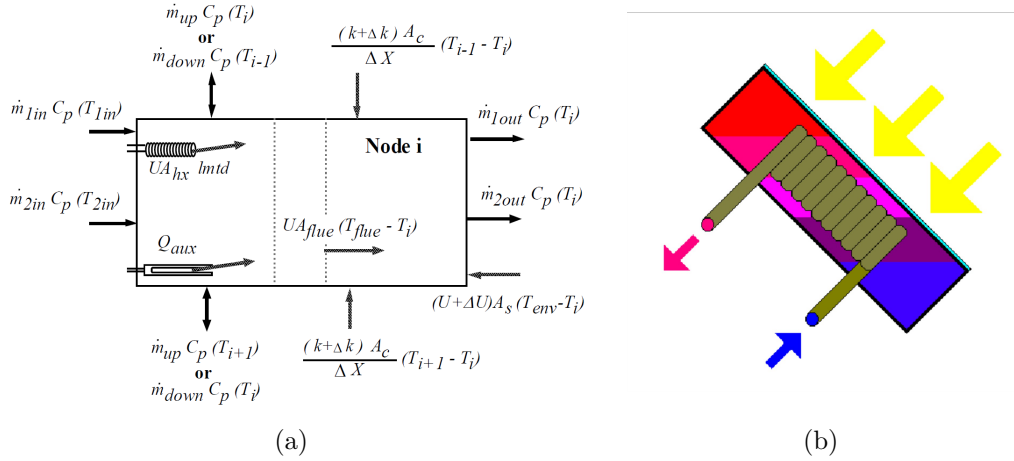


FIGURE 1.22 – (a) Échanges de masse et de chaleur au sein du nœud i [16] et (b) schéma du Type 541 de TRNSYS [17]

face supérieure peut présenter des pertes et des gains, et ce avec un coefficient d'échange différent de celui de la face inférieure (c'est le cas par exemple si le dispositif est intégré dans la toiture). Ainsi, l'équation pour l'apport solaire sur la face supérieure $\Phi_{top,i}$ peut s'écrire de la manière suivante :

$$\Phi_{sup,n} = A_{sup,n} G_T \tau \alpha IAM - A_{sup,n} U_{sup} (T_n - T_{amb}) - Q_{per-add} A_{sup,n} \quad (1.78)$$

où $A_{sup,n}$ (m^2) représente la surface supérieure d'échange entre le réservoir et l'extérieur au nœud n ; G_T (W/m^2) est la radiation solaire incidente sur la surface du capteur (directe et diffuse); $\tau \alpha$ est le produit de la transmittance et de l'absorptance de la surface du capteur; IAM le modificateur d'angle d'incidence; U_{sup} ($W/(m^2.K)$) le coefficient de pertes du capteur; et $Q_{per-add}$ (W/m^2) les pertes thermiques additionnelles par unité de surface. Une description plus détaillée du modèle et de son fonctionnement est disponible dans la documentation du modèle [17].

1.3.3 Modèle zonal

Au cours de leur thèse, Kenjo [123] et Blandin [8] ont développé un modèle zonal pour la simulation de leur réservoir. Dans le cas d'étude de Kenjo, la chaleur est transmise au réservoir avec un échangeur à double enveloppe, aussi appelé parfois échangeur "manteau". Ainsi, le système est divisé au total en 48 zones – fluides et solides – caractérisées chacune par un nœud de température, selon un système de coordonnées cylindriques comme représenté sur la figure 1.23. Dans ce modèle, le réservoir de stockage est divisé verticalement en sept couches pour représenter la stratification thermique, chacune des couches étant divisée en deux parties – une partie centrale et une partie pariétale – pour prendre en compte les mouvements de fluide proches des parois. Le réservoir divisé en N zones est décrit par un système d'équations à N équations de bilan énergétique et $N-1$ équations de bilan massique indépendantes, le modèle ne prenant pas en compte les équations de conservation de la quantité de mouvement. Pour fermer le problème, Kenjo utilise des scénarios d'écoulement – couches limites chaudes ascendantes ou froides descendantes – et

fixe la valeur de certains débits, comme ceux de la couche limite. Une description détaillée du modèle ainsi que des hypothèses est disponible dans son manuscrit de thèse.

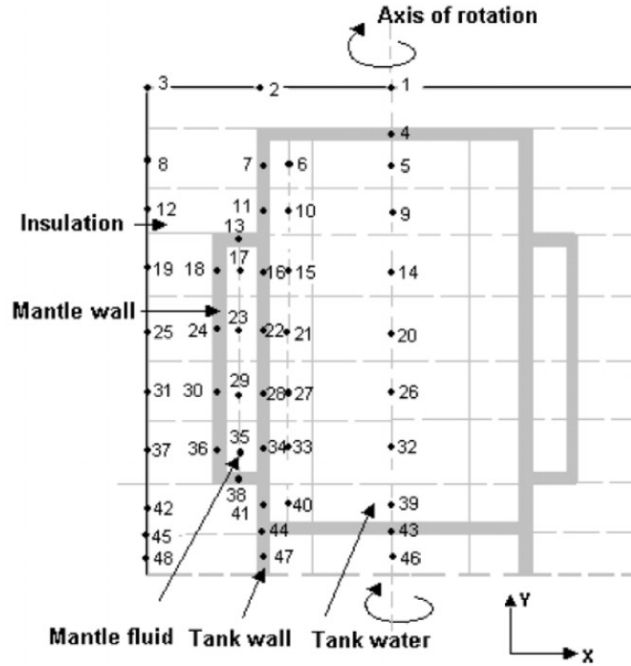


FIGURE 1.23 – Représentation du modèle zonal de Kenjo [18]

1.3.4 Modèles neuronaux

Un réseau de neurones (RN) permet de réaliser une modélisation de type boîte noire d'un système connaissant un ensemble de valeurs de ses entrées X et ses sorties Y , liées par la relation $Y = F(X)$. Un RN est constitué de différents neurones qui sont des fonctions mathématiques calculant une sortie en faisant une somme pondérée des entrées par des coefficients appelés poids synaptiques [124].

Un modèle neuronal raisonne comme l'esprit humain, c'est-à-dire qu'il apprend par l'expérience et doit donc être entraîné pour être performant et prédire de nouvelles valeurs de la sortie connaissant les entrées correspondantes. La figure 1.24 illustre la représentation schématique d'un réseau de neurones possédant deux entrées (1 et 2), deux neurones intermédiaires (3 et 4) – aussi appelés neurones cachés – qui ont une utilité purement intrinsèque, et un neurone de sortie (5). Dans le cas de cette architecture, les neurones sont connectés dans un seul sens, des entrées vers les sorties.

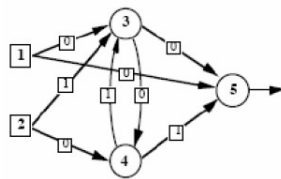


FIGURE 1.24 – Exemple de graphe d'un réseau de neurones [8]

La conception d'un réseau de neurones se divise en quatre étapes : le choix des échantillons, c'est-à-dire des données entrées-sorties souhaitées qui seront utilisées pour l'apprentissage ; l'élaboration de la structure du réseau qui dépend du système à modéliser et des données d'apprentissage ; l'apprentissage qui consiste à calculer les pondérations optimales des différentes liaisons en minimisant une fonction objectif sur la base des échantillons dans le but d'approximer la fonction "F" précédemment citée ; et la validation qui vérifie que le réseau réagit comme voulu.

Cette méthode a été utilisée par Kalogirou [125] pour des applications aux capteurs solaires, mais a également été mise en place par Kalogirou et al. [126] pour la prédiction des performances d'un chauffe-eau solaire à thermosiphon, et également par Cetiner et al. [127]. Ainsi, dans le cas du système thermosiphon, plusieurs entrées basées sur des données expérimentales ont permis d'entraîner le modèle pour prédire les sorties voulues, à savoir l'énergie utile soutirée et la montée en température de l'eau stockée. Ainsi, le modèle bien entraîné peut prédire les performances du système quelles que soient les conditions météorologiques. D'après Kalogirou et al. [126], les avantages de ces modèles par rapport aux méthodes algorithmiques conventionnelles sont leur temps de calcul faible, leur simplicité et leur capacité à apprendre des différents exemples résolus et ainsi graduellement améliorer leur potentiel et leur performance. Par ailleurs, Cetiner et al. [127] précisent que si l'on souhaite obtenir un modèle neuronal avec une précision de prédiction élevée, il est nécessaire d'avoir une grande quantité de données – expérimentales ou numériques – pour entraîner le modèle. Si le modèle est bien entraîné, alors un certain nombre de données et de paramètres tels que l'énergie utile ou les débits pourront être prédits sans nécessiter la réalisation d'expérimentations supplémentaires. Dans le cadre de l'étude de la stratification, cette méthode pourrait donc être utilisée, le nombre de Richardson pouvant être un des paramètres les plus influents et devant donc avoir un poids prépondérant dans un modèle neuronal prédisant la stratification.

Le principal désavantage de cette méthode est qu'elle n'est pas modulable, c'est-à-dire qu'un modèle neuronal est valable uniquement pour le système modélisé et selon la configuration entrées-sorties qui a été considérée. L'ajout d'un nouveau facteur influençant la sortie dans une configuration précédemment étudiée nécessitera de refaire l'apprentissage du modèle avec une nouvelle base de données. De plus, les RN ne sont pas précis lors de l'estimation de valeurs en dehors des bornes prévues par les valeurs d'entrée et de sortie utilisées pendant l'apprentissage. Aussi, puisque l'apprentissage des RN est basé sur un ensemble de données, il est donc impossible d'élaborer un modèle boîte noire avec RN si le phénomène à explorer est non mesurable.

1.3.5 Modèles CFD (*Computational Fluid Dynamics*)

Les modèles présentés précédemment sont très largement utilisés pour l'estimation des performances annuelles des systèmes étudiés. Ils comprennent tous la conservation de l'énergie, et certains permettent également de réaliser un bilan sur la masse par la prise en compte du mouvement global du fluide dans le réservoir. Cependant, aucun de ces modèles n'est capable de quantifier de manière précise l'influence des différents mouvements du fluide sur la température, car aucun ne prend en compte l'équation de conservation de la quantité de mouvement. La simulation numérique des écoulements (communément appelée CFD de l'anglais *Computational Fluid Dynamics*) permet de modéliser le comportement hydraulique et thermique d'un écoulement de fluide grâce à la résolution des équations aux dérivées partielles qui gouvernent le mouvement du fluide,

à savoir la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de la chaleur. Ces équations (présentées en 1.2) comprennent les variables caractéristiques de l'écoulement (vitesse, pression...) ainsi que leurs dérivées spatiales et temporelles. La résolution est possible en discrétisant le domaine de calcul puis en résolvant les équations de conservation en utilisant des modèles. Les méthodes numériques de discrétisation et la fermeture des équations de Navier Stokes étant des domaines d'études à part entière, cette section n'abordera que les idées principales et les enjeux de ces méthodes. Cependant, une telle précision dans la résolution implique souvent des simulations longues et coûteuses, qui ne permettent donc pas la modélisation des performances annuelles.

Il existe plusieurs méthodes de discrétisation, les trois principales étant les différences finies, les volumes finis et les éléments finis. Le point commun entre ces méthodes est qu'elles produisent des équations pour des valeurs des variables à un nombre fini de points dans le domaine [128, 129].

- Comme son nom l'indique, la première méthode citée utilise les différences finies (développement en série de Taylor) pour approximer les opérateurs de dérivation des équations. Ainsi, les équations sont générées à un point donné du domaine et sont basées sur les valeurs des points voisins. Il existe de nombreux schémas numériques possibles – certains plus stables que d'autres, et lorsque le maillage du domaine est structuré, cette méthode est performante et simple à implémenter. Cependant, pour des géométries et des maillages plus complexes, cette méthode devient plus difficile à mettre en place.
- La méthode des volumes finis se base sur l'écriture sous forme intégrale des équations de conservation en divisant le domaine en un ensemble de volumes de contrôle continus. Tout comme la méthode des différences finies, elle utilise les valeurs des points voisins pour décrire l'équation en un point précis. Cette méthode peut être utilisée pour des maillages irréguliers tout en gardant la simplicité de l'écriture des équations, bien que cela ait un impact négatif sur le temps de calcul. Cette méthode est la plus largement utilisée dans les calculs CFD.
- La méthode des éléments finis est historiquement utilisée pour les calculs stationnaires et structurels de solides, et est donc la méthode standard utilisée dans les logiciels pour ces domaines. Cependant, elle est capable également de résoudre d'autres équations aux dérivées partielles pour d'autres applications telles que la mécanique des fluides. Sa formulation se différencie de celle des deux précédentes méthodes dans le fait qu'elle génère les équations pour chaque élément indépendamment des autres éléments voisins, les interactions n'étant prises en compte que lorsque toutes les équations sont collectées et assemblées en une matrice globale définissant le domaine. Cela a pour avantage de permettre l'utilisation de maillages plus complexes et de faciliter l'ajout d'éléments dans le domaine (raffiner le maillage localement), mais a pour inconvénient une formulation plus délicate pour la conservation de la masse. Elle est aussi plus coûteuse en temps de calcul que la méthode des volumes finis.

En principe, les équations de Navier-Stokes permettent de décrire tout type d'écoulement fluide quel que soit son régime [19]. Cependant, le régime turbulent pose problème car il est représenté par une large gamme d'échelles spatiales et temporelles, il est instationnaire et tridimensionnel. Il existe à l'heure actuelle différentes méthodes pour représenter la turbulence, les trois plus répandues étant – du plus approximatif au plus précis – les approches moyennées RANS (de l'anglais *Reynolds-Averaged Navier-Stokes*), la simulation des grandes échelles LES (*Large Eddy Simulation*) et la simulation directe

DNS (*Direct Numerical Simulation*).

- Les approches RANS sont celles comprenant le plus grand nombre de modèles disponibles. Elles sont basées sur une opération de moyenne des équations de Navier-Stokes, faisant ainsi apparaître un nouveau terme dans l'équation, appelé tenseur de Reynolds. Il existe trois catégories de méthodes pour fermer le système d'équations : les modèles de viscosité turbulente linéaire, non-linéaires et le modèle de tension de Reynolds. Les modèles de viscosité turbulente linéaire sont les plus répandus, et ils sont subdivisés en trois catégories dépendant du nombre d'équations de transport utilisées pour la détermination de la viscosité turbulente : les modèles à zéro, une et deux équations. Les modèles à deux équations sont les plus communément utilisés et sont des standards pour les applications d'ingénierie ; les deux équations de transport additionnelles étant la plupart du temps pour l'énergie cinétique turbulente k et soit la dissipation turbulente ε soit la fréquence turbulente ω . Compte tenu de leur formulation, le modèle $k-\varepsilon$ est plus adapté aux écoulements « libres » tandis que le modèle $k-\omega$ résout de manière satisfaisante les écoulements turbulents « confinés ». Le modèle SST pour Shear Stress Transport utilise les avantages des deux modèles cités précédemment, car il résout les écoulements proches de la paroi à l'aide de la formulation du modèle $k-\omega$ tandis que les parties de l'écoulements éloignées des parois sont résolues à l'aide du modèle $k-\varepsilon$.
- La LES consiste à résoudre les plus grandes échelles de l'écoulement et à modéliser l'effet des plus petites structures sur les plus grandes, reposant sur l'hypothèse que les grandes structures dépendent de la géométrie tandis que les petites structures ont un comportement plus universel. Cette opération de résolution partielle est effectuée par un filtrage des équations de Navier-Stokes, correspondant souvent à la taille du maillage. Comme pour les modèles RANS, il existe plusieurs modèles de sous-maille pour modéliser les petites structures. Cette approche résolvant de manière directe une partie de l'écoulement, elle est plus coûteuse en temps de calcul, mais également plus précise.
- La DNS constitue l'approche la plus précise car elle va résoudre directement les équations de Navier-Stokes. On comprend ainsi la nécessité d'un maillage très fin afin de pouvoir prendre en compte les plus petites échelles dissipatives (échelle de Kolmogorov), ce qui entraîne nécessairement un temps de calcul et des besoins de mémoire importants. Ainsi, cette méthode n'est pas applicable aux problèmes de l'ingénierie car les domaines sont généralement trop grands, et est utilisée uniquement en recherche.

On se rend compte que la CFD est un outil permettant de prédire le comportement thermique et hydraulique d'un écoulement de fluide et offrant un large panel de méthodes permettant à l'utilisateur de choisir en fonction de son désir de précision et de ses ressources numériques disponibles. Elle permet alors d'éviter de réaliser de nombreuses expériences parfois coûteuses si les modèles sont auparavant validés. Cependant, dans le cas de la modélisation des réservoirs tels que les CSIS, cette approche ne permettrait pas l'évaluation des performances annuelles. Ainsi, dans de nombreux cas, la CFD est utilisée pour valider les modèles plus simples (modèles 1D ou modèles zonaux), mais également pour comprendre comment se font les écoulements au sein du réservoir de stockage afin de comprendre les phénomènes et les paramètres qui les influencent. Dans le cadre de cette étude, nous utiliserons donc la CFD pour effectuer des études préliminaires afin d'optimiser le système en terme de stratification des températures, mais aussi pour réaliser une étude paramétrique de la configuration choisie et chercher à l'optimiser. Nous aurons en-

suite recours à des modèles nodaux du logiciel TRNSYS 17 pour simuler le comportement du système sur une plus grande échelle de temps, permettant d'estimer les performances annuelles de la configuration retenue.

1.4 Conclusion

Nous avons vu dans ce chapitre que le développement de nouvelles solutions pour les systèmes solaires thermiques est important afin de limiter la consommation en énergies non renouvelables du secteur du bâtiment. Dans ce cadre, les capteurs solaires autostockeurs présentent de nombreux avantages, notamment un mode de fonctionnement simple et passif, et un faible coût. Il existe à l'heure actuelle divers CSIS disponibles sur le marché, avec différentes géométries pour le stockage. Néanmoins, certains de ces systèmes ne sont pas adaptés à un climat tel que celui de la France métropolitaine du fait des déperditions du système durant la nuit. Par ailleurs, la possibilité d'intégrer certains de ces CSIS en toiture d'un bâti déjà existant est limitée. Ainsi, pour répondre à ces lacunes, un CSIS a été développé dans le cadre d'un projet ANR RénEauSol. Le prototype a montré des résultats prometteurs, malgré le fait qu'une très faible stratification thermique ait été observée. Or ce paramètre est connu pour permettre d'améliorer les performances des systèmes de stockage thermique. Ainsi, le but de notre travail est d'améliorer la stratification dans le CSIS présenté afin d'en augmenter les performances.

Pour ce faire, il faut d'abord comprendre les phénomènes qui s'y déroulent, notamment ceux de convection naturelle. En effet, dans ce système, du fait des échanges passifs à tous les niveaux (boucle solaire/stockage et stockage/ECS), c'est uniquement l'échauffement ou le refroidissement du fluide qui va créer son mouvement. L'amélioration de la stratification doit donc passer par une compréhension de l'écoulement. Compte tenu des phénomènes expliqués dans le cas du CSIS étudié lors du projet RenEauSol, une amélioration sera proposée dans le chapitre suivant.

Afin de travailler sur un nouveau cas conduisant à une meilleure stratification, nous allons nous appuyer sur un dispositif expérimental, mais également sur des modèles. Nous avons pu voir qu'il existe différents modèles pour prédire les performances et/ou le comportement d'un tel système, avec différents niveaux de complexité et de précision. Dans le cadre de ces travaux, nous allons avoir recours à la CFD et aux modèles nodaux. Les modèles CFD vont nous permettre de comprendre les phénomènes qui se produisent dans la cavité à une échelle du temps de l'ordre de quelques heures, au maximum une journée d'ensoleillement. De plus, ils permettent une approche d'optimisation qui prendrait trop de temps à réaliser expérimentalement. En revanche, les modèles nodaux peuvent estimer les performances du système à une échelle de temps plus grande (typiquement l'année), afin de positionner la nouvelle configuration étudiée parmi les solutions déjà présentes sur le marché. Cela va aussi permettre de mesurer l'influence de la stratification thermique au sein du réservoir de stockage sur l'efficacité globale du CSIS.

Chapitre 2

Étude expérimentale

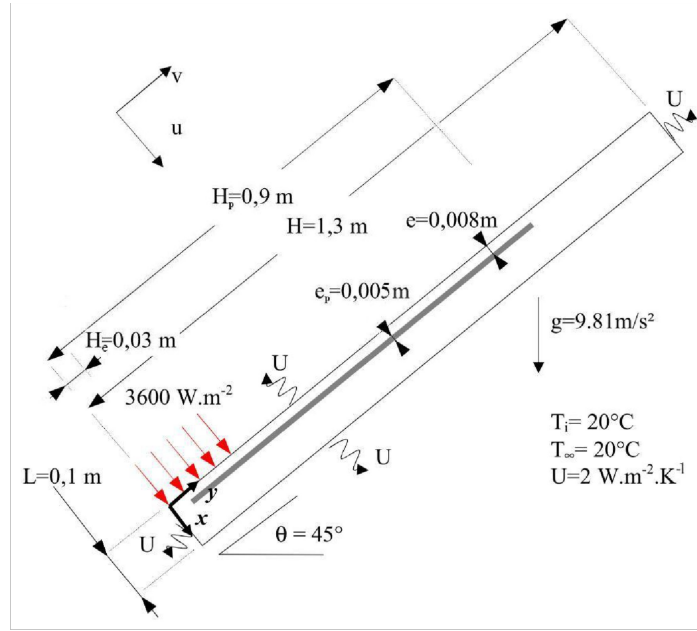
Dans cette partie, nous allons d’abord définir les cas étudiés expérimentalement en nous basant sur l’étude bibliographique. Ensuite, nous décrirons le banc expérimental ainsi que les différents dispositifs de mesure utilisés et le mode opératoire suivi pour le déroulement des expérimentations. Enfin, nous allons nous concentrer sur l’exploitation des résultats obtenus tout en les comparant entre eux afin de déterminer les paramètres et les phénomènes influents, ainsi que les changements que cela a engendré vis à vis de la configuration avec le flux imposé en partie basse [7]. Cette exploitation concernera aussi bien l’étude thermique, la stratification et les bilans que la caractérisation des écoulements dans les différentes configurations.

2.1 Choix de la nouvelle configuration expérimentale

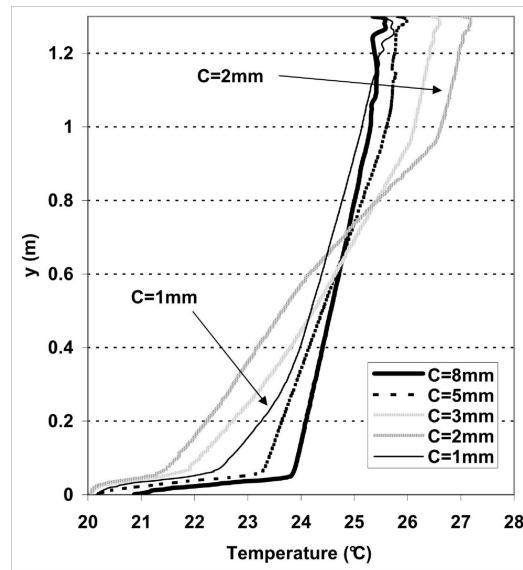
2.1.1 Cas d’une cavité chauffée en partie basse

Les conclusions de la recherche bibliographique menée précédemment ainsi que des travaux effectués sur une configuration proche [7] ont fait ressortir différents points. Tout d’abord, pour une cavité simple uniquement remplie d’eau et chauffée en partie basse (représentée figure 2.1(a)), des vitesses d’écoulement trop élevées génèrent un brassage important, homogénéisant la température au sein du système ce qui ne permet pas de mettre en place une bonne stratification des températures. L’ajout d’une plaque proche de la paroi supérieure (appelée plaque de stratification) a en cela plusieurs avantages concernant l’amélioration de la stratification. Elle permet en effet de séparer physiquement les écoulements ascendants et descendants afin de limiter le brassage de l’écoulement chaud et de l’écoulement froid. En outre, la perte de charge générée permet de réduire les vitesses si l’épaisseur du canal est suffisamment faible, et donc de limiter le mélange. Bien que cette plaque soit indispensable pour observer une stratification des températures au sein du système, sa position doit être judicieusement choisie (cf. figure 2.1(b)). En effet, si elle est trop loin de la paroi supérieure, elle ne permet pas la mise en place d’une stratification satisfaisante (courbe $C = 8$ mm). Si elle est proche, la perte de charge augmente et induit alors une diminution des vitesses. Néanmoins, cela amène aussi la formation d’une couche limite secondaire de l’autre côté de la plaque du fait de sa conductivité thermique, annihilant l’effet de la plaque (cas $C = 1$ mm).

La solution semble donc être de diminuer l’épaisseur du canal tout en isolant la plaque de stratification, pour pouvoir ainsi diminuer la conduction et limiter l’apparition de la couche limite secondaire. C’est ce qui a été mis en place dans le prototype [4,5]. Cependant,



(a)



(b)

FIGURE 2.1 – (a) Conditions aux limites et géométrie du système étudié par CFD et (b) profils température dans le réservoir pour différentes épaisseurs de canal C – simulation numérique à $t=1h$ [7]

l'obtention d'une stratification satisfaisante pour ce type de configuration n'est possible que si la plaque de stratification est quasi-adiabatique et très proche de la paroi supérieure (épaisseur du canal de 1mm). Ces conditions n'étant pas réalisables, une autre solution doit être déterminée. C'est l'objectif de notre étude.

2.1.2 Pistes d'amélioration de la stratification

Si l'on souhaite améliorer la stratification du système, il semble y avoir deux solutions principales : jouer sur la perte de charge ou sur le moteur de l'écoulement de convection naturelle (variation de la masse volumique due à la montée en température).

Augmentation de la perte de charge

Pour jouer sur la perte de charge, nous avons vu précédemment que diminuer l'épaisseur du canal n'était pas une solution envisageable du fait de la conduction thermique à travers la plaque. Par conséquent, nous avons essayé de trouver différentes méthodes pour augmenter la perte de charge et ainsi diminuer les vitesses ascendantes.

De nombreuses géométries ont été testées, dont certaines avec des perforations dans la plaque au niveau de la zone chauffée, en testant notamment le diamètre des perforations, leur espacement ainsi que l'épaisseur de la plaque. Pour ce faire, des modèles 3D étaient indispensables, et donc longs en temps de calcul. Ces études ont montré que les vitesses d'écoulement étaient trop faibles pour avoir un réel effet d'augmentation de la perte de charge par le passage d'une surface perforée. Cette idée a donc été abandonnée.

Limitation du moteur thermique

La variation de la perte de charge ne présentant pas de solutions simple évidente, nous avons essayé de jouer sur le moteur de l'écoulement. En changeant la position de la zone chauffée, il est possible de diminuer la force de poussée d'Archimède, réduisant ainsi les vitesses et donc le brassage. Cela amènerait alors à une amélioration de la stratification.

Barzegar et Dehghan [64] ont étudié numériquement le comportement d'un réservoir solaire vertical et cylindrique lors de la charge par échangeur manteau. En comparant différentes positions (bas, haut et milieu) pour l'échangeur au niveau de la paroi du réservoir, ils ont constaté qu'après un certain temps, la position au milieu montrait des meilleures performances thermiques.

Nous avons donc décidé de tester différentes configurations en changeant la position de la zone d'échange entre le collecteur solaire et le stockage. Trois configurations ont été étudiées : une en bas comme pour la configuration précédemment étudiée, une au milieu du système, et enfin la dernière entre les deux positions précédemment mentionnées. Nous avons décidé de ne pas dépasser la position médiane de crainte d'un volume mort trop important en bas du réservoir, comme il avait été observé par Barzegar et Dehghan.

2.1.3 Étude numérique préalable

Afin de déterminer quelle configuration étudier expérimentalement, nous avons effectué une étude numérique (CFD) pour différentes hauteurs de zone d'échange. Le logiciel utilisé pour ce faire est ANSYS Workbench V12.0, par conséquent tous les logiciels utilisés pour le pré- et post- traitement sont ceux inclus dans ce package, et le solveur utilisé est CFX. Tous les calculs présentés par la suite sont effectués en deux dimensions [130], les validations pour l'utilisation d'une telle hypothèse seront présentées dans la suite de ce chapitre (section 2.4).

Paramètres de la simulation numérique

Les calculs ont été effectués sur la base de ceux déjà réalisés lors de l'étude numérique d'une configuration proche (chauffée en partie basse) [7] afin de pouvoir effectuer un benchmark des nouvelles simulations. La méthode de maillage utilisée est différente, mais les conditions aux limites (représentées sur la figure 2.1(a)) et les hypothèses sont les mêmes. L'étude de sensibilité pour le choix du maillage sera présentée en détails dans la partie (3.2). Aussi, le modèle utilisé pour la simulation des phénomènes est le modèle laminaire¹ et non le modèle SST car selon l'étude précédemment mentionnée, ce modèle représente correctement les phénomènes si le maillage utilisé est suffisamment précis. De plus, du fait de la simplicité de ce modèle comparé aux modèles de turbulence, les temps de calculs s'en trouvent réduits. Les spécifications du maillage sont précisées dans le tableau 2.1. Le nombre de nœuds vaut 74314 pour les cas sans plaque et varie autour de 115000 pour les cas avec plaque. Pour ce qui est des temps de calculs, ils variaient entre huit heures et une journée (temps de calcul simulant les trois heures de chauffe), les calculs étant effectués en série sur un ordinateur ayant 8 Go de RAM et un processeur Intel Core i7-3770 - 3.40 GHz.

Dimensionnement		Inflation		
Taille min. (m)	Taille max. (m)	Ep. 1ère maille (m)	Nb. couches (-)	Tx. croissance (-)
$2,5 \times 10^{-4}$	$2,75 \times 10^{-3}$	2×10^{-4}	7	1,1

TABLE 2.1 – Spécifications du maillage pour l'étude préliminaire

Tous les calculs ont été réalisés pour la même puissance de chauffe et pour le même angle d'inclinaison (45° et 3600 W/m^2). L'eau dans le système ainsi que la température extérieure ont été initialisées à 20°C . La conduction thermique dans la plaque de stratification est prise en compte, celle-ci étant faite de PMMA (polyméthacrylate de méthyle) ayant les propriétés suivantes : $\rho_p = 1119 \text{ kg/m}^3$, $C_{Pp} = 1470 \text{ J/(kg.K)}$ et $\lambda_p = 0,19 \text{ W/(m.K)}$. Si la plaque est présente, l'épaisseur du canal créé est de 5 mm. Trois positions pour la zone d'échange ont été testées, avec pour chacune d'entre elles différentes configurations pour la plaque : soit pas de plaque, soit la plaque s'arrête à la fin de la zone chauffée - cas H*e - , soit la plaque s'arrête à une positions fixe ($y = 0,9 \text{ m}$) - cas H*f. La dénomination des cas étudiés est expliquée dans le tableau 2.2 et illustrée figure 2.2. Le nombre de Rayleigh Ra_{φ, H_φ} déterminé par l'équation (1.63) est de $1,3 \times 10^{11}$ pour cette étude, ce qui ne correspond plus à un régime laminaire, mais pas non plus à un écoulement pleinement turbulent.

Résultats obtenus

Les résultats obtenus pour cette étude sont montrés figure 2.3 en termes de température et de vitesse d'écoulement.

Les résultats en température (figure 2.3(a)) montrent une claire amélioration de la stratification lorsque la zone d'échange est placée plus haute dans la cavité de stockage. Ces profils sont tracés sur la ligne centrale de la cavité ($x = 0,05 \text{ m}$). La meilleure stratification des cas chauffés au milieu peut donc s'expliquer ainsi : l'énergie apportée au système par

1. pas de modélisation de la turbulence

Position du centre de la zone chauffée	Pas de plaque de stratification	Plaque de stratification jusqu'à la fin de la zone chauffée	Plaque de stratification jusqu'à une position fixe ($y = 0,9$ m)
bas ($h_\varphi = 0,1$ m)	Hb	Hbe	Hbf
intermédiaire ($h_\varphi = 0,375$ m)	Hi	Hie	Hif
milieu ($h_\varphi = 0,65$ m)	Hm	Hme	Hmf

TABLE 2.2 – Cas étudiés pour le choix d'une configuration expérimentale

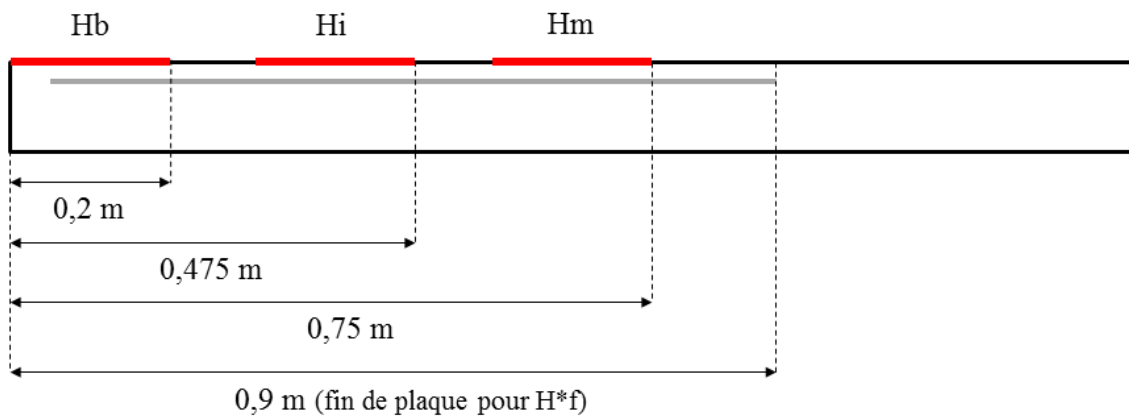


FIGURE 2.2 – Représentation de la position de la zone de chauffe pour les différents cas

la chauffe est injectée dans un volume plus petit, correspondant approximativement au volume d'eau contenu au dessus de la zone d'apport de chaleur. De cette manière, plus la zone d'échange est placée haut, plus l'écart de température entre le haut et le bas de la cavité sera important. Cependant, il est possible de remarquer que pour les cas sans plaque de stratification, la zone basse est peu (ou pas du tout) affectée par l'apport de chaleur, même au bout de trois heures de chauffe. Cela signifie que le volume d'eau contenu dans le réservoir est un volume mort. La plaque de stratification joue alors un nouveau rôle dans le système : elle permet de "puiser" le fluide froid en bas pour l'amener à la zone d'échange.

En ce qui concerne les vitesses, si l'on regarde les profils à la fin de la zone chauffée (figure 2.3(b)), on se rend compte qu'ils sont très différents selon la configuration. En effet, les phénomènes présents ne sont pas les mêmes : dans les cas sans plaque, il est possible de voir que le panache commence à se développer librement, et la vitesse maximale atteinte diminue si la zone chauffée est placée plus haut, ce qui est en accord avec nos attentes. Pour les configurations avec plaque de stratification, l'écoulement ascendant est confiné, ce qui va modifier son comportement. Par ailleurs, pour certains cas avec plaque, on remarque l'apparition de l'écoulement inverse mentionné dans la section 1.2. Ce phénomène ne se met en place que si la zone de chauffe est suffisamment proche de la sortie du canal : il n'apparaît pas pour les cas Hbf et Hif (distance trop grande entre la sortie du canal et la fin de la zone chauffée), et est clairement visible pour les cas Hme et Hie (la fin de la zone chauffée est également la sortie du canal) et aussi en moindre mesure pour Hmf. Il est

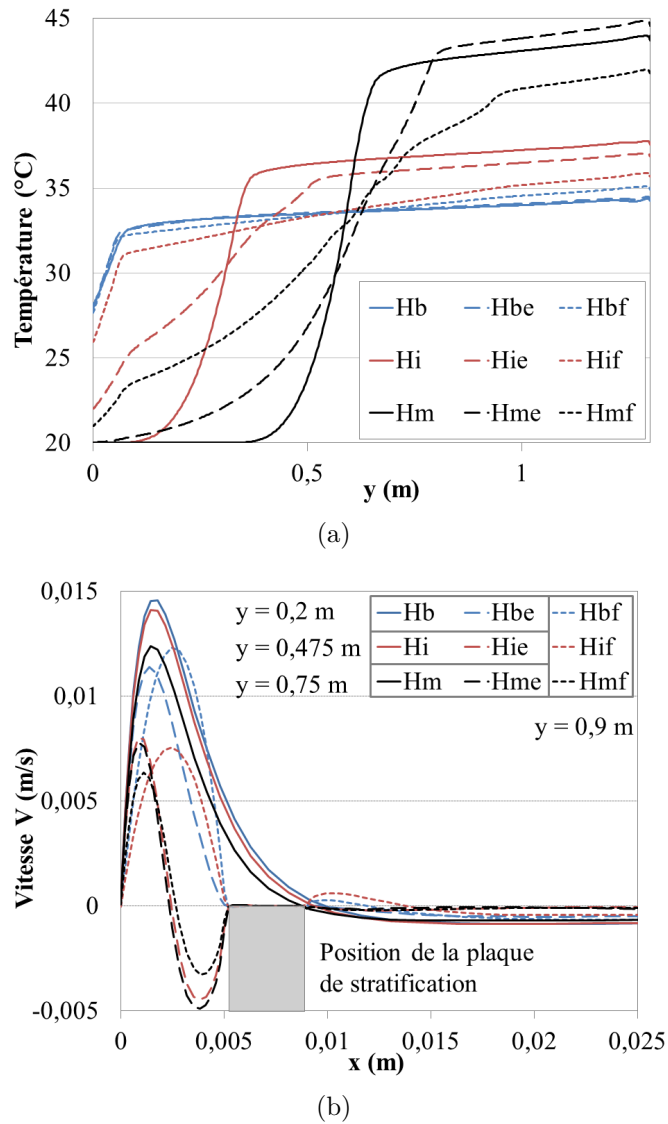


FIGURE 2.3 – Profils de (a) température au centre de la cavité après 3h de chauffe pour les différentes configurations étudiées et (b) vitesse après 3h de chauffe à la fin de la zone chauffée pour les cas sans plaque et en sortie de canal pour les cas avec plaque de stratification

aussi possible de constater que pour une même position de la zone chauffée, la présence de la plaque diminue les vitesses obtenues du fait de la perte de charge engendrée par le passage du fluide dans le canal.

De manière générale, les résultats de ces simulations ont montré que pour une même longueur de plaque les vitesses maximales et les débits diminuent lorsque l'on positionne la zone chauffée plus haut dans la cavité. Cela explique également l'amélioration de la stratification du fait de la diminution du brassage au sein du système. Aussi, pour les cas avec plaque, il a été constaté que les débits au dessus de la zone chauffée (zone de panache) sont plus importants pour les cas avec une plaque s'arrêtant à la fin de la zone chauffée que pour les cas avec une plaque plus longue. C'est le contraire pour les débits sous la zone d'échange, ce qui implique une circulation globale du fluide dans le système plus importante pour les cas avec la plaque la plus longue.

Le choix d'une configuration qui sera étudiée expérimentalement va en partie se baser sur ces considérations de fonctionnement global, mais aussi sur l'efficacité des différents cas étudiés numériquement. Graphiquement, sur la figure 2.3(a), il semble aisé de comparer les différents cas en fonction de leur stratification et de déterminer lequel est le plus performant. En effet, si on se concentre sur le paramètre $\Delta T = T_{max} - T_{min}$ sur le profil, on se rend compte que les meilleurs cas sont ceux chauffés au milieu. Cependant, comme mentionné lors de l'étude bibliographique, cette approche est un peu limitative. En effet, pour une position de zone chauffée donnée, ce paramètre ne prend pas en compte l'importance du volume mort lorsque la plaque de stratification n'est pas présente par exemple. Par conséquent, pour ces différents cas, l'efficacité a été calculée en utilisant différentes méthodes présentées en 1.1, en prenant en compte les considérations énoncées dans l'annexe A. En particulier, la principale difficulté rencontrée lors des calculs a été d'adapter les formules à notre cas, un grand nombre étant définies pour un système ouvert impliquant des débits d'entrée et de sortie de valeur constante au cours du temps à une température donnée, ce qui est relativement éloigné de notre cas. Par conséquent, un certain nombre de définitions n'ont pas pu être utilisées. Par ailleurs, certaines donnaient des résultats trop rapprochés comme par exemple η_R (équation 1.34) avec des valeurs entre 93,48 % et 93,23 % après 3 h de chauffe.

Certaines valeurs calculées sont présentées dans la table 2.3. Par souci de lisibilité, les trois plus grandes valeurs ont leur case grisée et les valeurs maximales sont en italique. Pour certains paramètres comme le 4 et le 5, nous avons pris la contrepartie afin d'avoir la même échelle que les autres efficacités : plus le résultat est proche de 100 %, plus il est proche du cas idéal (parfaitement stratifié).

N°	Coef.	Hb	Hbe	Hbf	Hi	Hie	Hif	Hm	Hme	Hmf	Eq.
1	$T_{max} - T_{min}$ (°C)	6,3	6,4	7,2	17,8	14,8	9,6	24	<i>24,3</i>	20,5	-
2	ST	39,5	39,9	40,6	58,3	48	41,4	<i>92,5</i>	87,9	62,9	(1.21)
3	η_c (%)	93,7	94,2	<i>94,6</i>	92,4	93,9	<i>94,6</i>	90,3	93,4	93,9	(1.23)
4	$1 - R_{EG}$ (%)	4,4	7,4	7,5	<i>60,7</i>	32,9	10,4	<i>85,9</i>	74,8	40,1	(1.44)
5	$1 - MIX$ (%)	46	54,5	53	<i>97,8</i>	81,1	57,7	<i>95,2</i>	91,3	78,6	(1.42)

TABLE 2.3 – Calcul des différents paramètres d'efficacité à $t = 3h$

Tout d'abord, il est possible de remarquer au vu de ces résultats que les différentes définitions ne convergent pas forcément vers une solution spécifique qui serait la meilleure. Dans notre cas, puisque nous cherchons l'amélioration de la stratification, l'observation graphique et le paramètre 1 ($\Delta T = T_{max} - T_{min}$) inviterait à choisir la configuration chauffée au milieu. Ce choix est validé par les résultats obtenus avec les paramètres 2, 4 et 5. Le résultat de l'analyse énergétique donnée par le paramètre 3 donne des résultats différents en favorisant les cas chauffé en partie basse. Cependant, il est possible de constater que les valeurs obtenues sont très proches, avec moins de 5 % d'écart.

Nous choisissons donc la configuration avec la zone d'échange placée au milieu pour l'étude expérimentale.

2.2 Le dispositif expérimental

2.2.1 Description du dispositif

Comme nous l'avons mentionné précédemment, c'est le cas où la zone chauffée est placée au milieu de la paroi supérieure du stockage qui est retenu pour l'étude expérimentale. Pour étudier les écoulements et les transferts dans le système de stockage, nous avons donc placé la zone d'échange au centre de la paroi supérieure comme illustré par la figure 2.4. D'autres photos du dispositif expérimental, avec son instrumentation, et en conditions d'essai, sont disponibles dans l'annexe B.

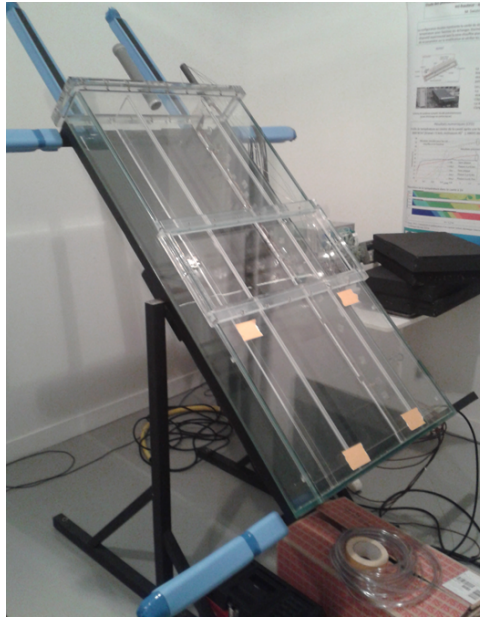


FIGURE 2.4 – Photo du dispositif expérimental sur son châssis inclinable

Ce dispositif, de dimensions internes $H = 1,3$ m, $W = 0,62$ m et $L = 0,1$ m, est divisé en trois parties pour l'étude expérimentale : la partie centrale est dédiée à l'étude des phénomènes, tandis que les deux autres sont des cavités de garde, comme illustré sur la figure 2.5. La séparation a pour fonction de générer des parois adiabatiques de part et d'autre de la cavité d'étude [7, 131].

Concernant les dimensions des différentes cavités, nous avons une cavité centrale de 30 cm de longueur, les cavités de garde ayant chacune une longueur de 15 cm. Cela permet de conserver la condition d'échange quasi nul entre les parois de la cavité d'étude et celles des cavités de garde, tout en gardant un rapport de forme pour la cavité centrale suffisant afin de pouvoir négliger les effets de bord sur les phénomènes étudiés. Les séparatrices des différentes cavités sont en PMMA transparent, et sont équipées de rainures pour pouvoir venir y glisser des plaques de stratification de différentes hauteurs. Une des séparatrices sert de support aux différents thermocouples installés, tandis que l'autre est laissée libre afin de servir comme fenêtre optique pour la PIV. Quant à la condition de densité de flux constante, elle est effectuée par le bloc de chauffe (figure 2.6) positionné au milieu de la face supérieure de la cavité.

Le bloc de chauffe est constitué d'une plaque d'acier inoxydable en contact d'un côté avec l'eau du dispositif. De l'autre côté, trois résistances chauffantes de dimensions 0,2 m

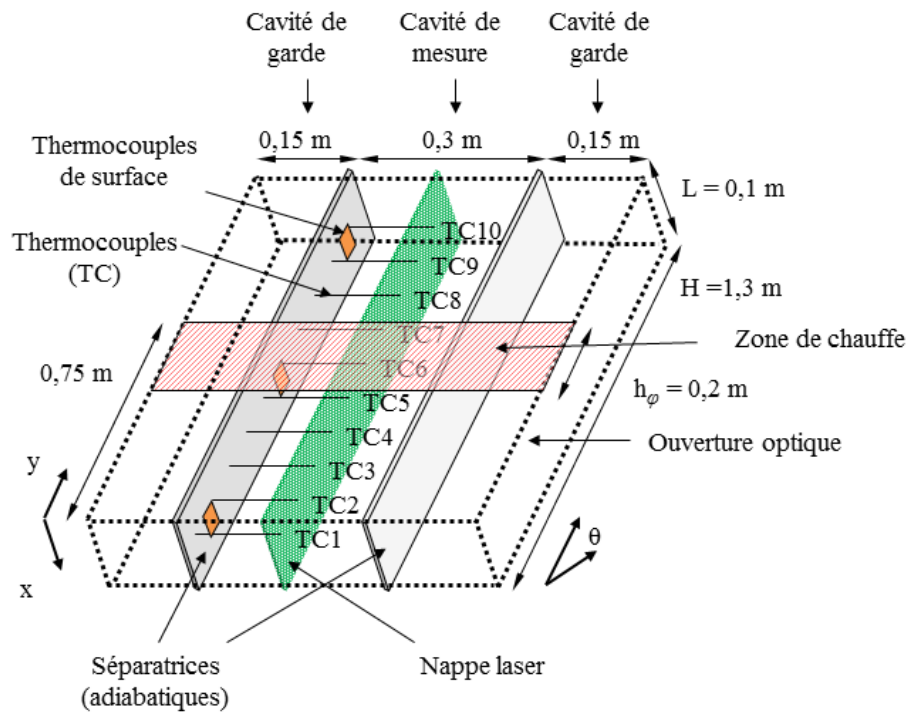


FIGURE 2.5 – Schéma de la cavité instrumentée

$\times 0,2$ m sont collées à l'aide de pâte thermique. A l'arrière de ces résistances chauffantes se trouvent deux fluxmètres de dimensions $0,1 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$ ainsi que trois thermocouples servant à contrôler la température des résistances chauffantes (ne devant pas dépasser 200°C). Trois couches d'isolant en mousse de silicone d'épaisseur 5 mm sont ensuite ajoutées. De part et d'autre de la première couche sont disposés en vis à vis huit couples de thermocouples de surface de type K afin de pouvoir estimer le flux perdu. Tout cet ensemble est disposé dans une structure en PMMA que la plaque d'acier vient refermer pour en assurer l'étanchéité. Les résistances électriques des chauffeuses n'étant pas identiques, des résistances de compensation ont dû être installées afin que les trois résistances chauffantes délivrent la même densité de flux. Le détail des calculs effectués pour déterminer ces valeurs est disponible en annexe C.

L'ensemble de la cavité est isolé avec du polystyrène extrudé d'une épaisseur de 6 cm. La cavité est installée sur un châssis, permettant de faire varier l'angle d'inclinaison par rapport à l'horizontale. En considérant la manière dont le dispositif a été conçu, 4 paramètres peuvent être modifiés : la longueur de la plaque de stratification (et même sa présence ou non), l'épaisseur du canal créé par la présence de la plaque de stratification, la puissance de chauffe et l'angle d'inclinaison.

Le choix de travailler à densité de flux imposée et non pas à température imposée est lié au fait que de nombreuses publications utilisent cette hypothèse pour représenter les échanges à la paroi dans le cadre de stockage de chaleur avec charge indirecte. De plus, cela permet le choix de valeur pertinentes à imposer : si l'on se place dans le cadre du système complet de CSIS, le flux solaire incident sur le capteur (de surface $1,5 \times 1,3 \text{ m}^2$) va être transmis à la zone d'échange avec la cavité de stockage (de surface $1,5 \times 0,2 \text{ m}^2$). Ainsi, nous retenons trois valeurs : 1800, 2700 et 3600 W/m^2 . Pour ce qui est de la variation de l'angle, nous choisissons trois valeurs : 30, 45 et 60° par rapport à l'horizontale. Deux longueurs de plaque seront étudiées : une "courte" s'arrêtant à la fin de la zone chauffée

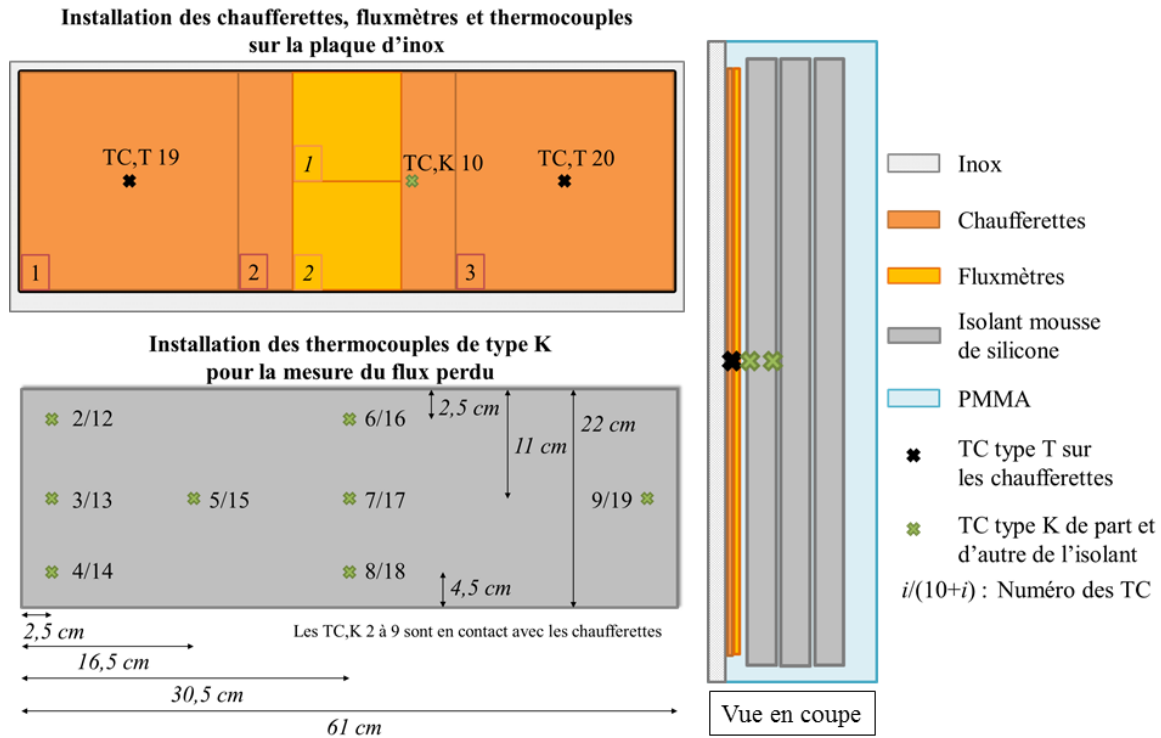


FIGURE 2.6 – Schéma de la disposition des éléments dans le bloc de la zone chauffée

(Hme) et l'autre plus longue jusqu'à une hauteur fixe de $y = 0,9$ m (Hmf). Ces cas ont été présentés lors de l'étude détaillée dans la section (2.1), table 2.2 et figure 2.2. L'épaisseur du canal n'a pas été testée dans le cadre de cette étude faute de temps. De cette manière, nous pouvons étudier 18 configurations, dénommées selon les notation données dans la table 2.4 (le A précède la valeur de l'angle et le P la valeur de la densité de flux), avec les valeurs du nombre de Rayleigh modifié associé. La longueur de plaque n'est pas indiquée ici car elle n'a pas d'influence sur le nombre de Rayleigh qui ne dépend que de la hauteur de la zone chauffée et de l'épaisseur du canal. Pour les configurations étudiées, les valeurs du nombre de Rayleigh modifié (avec prise en compte du rapport de forme) varient autour de $1-4 \times 10^9$, ce qui correspond à la fin du régime laminaire et au début du régime transitoire. Comme pour les valeurs de la table, le nombre de Rayleigh modifié maximal est obtenu pour le cas A30P36 et le minimal pour A60P18, et il décroît avec la densité de flux imposée et des valeurs croissantes de l'angle d'inclinaison.

$Ra_{\varphi, H_{\varphi}}$ Densité de flux (W/m^2)	Angle d'inclinaison ($^{\circ}$)		
	30	45	60
1800	A30P18 7.97×10^{10}	A45P18 6.51×10^{10}	A60P18 4.60×10^{10}
2700	A30P27 1.20×10^{11}	A45P27 9.77×10^{10}	A60P27 6.91×10^{10}
3600	A30P36 1.59×10^{11}	A45P36 1.30×10^{11}	A60P36 9.21×10^{10}

TABLE 2.4 – Cas étudiés expérimentalement avec la valeur du nombre de Rayleigh

2.2.2 Instrumentation

La totalité des instruments de mesure est reliée à la centrale d'acquisition Agilent 39972A qui est pilotée grâce à un programme Labview permettant de choisir le pas de temps d'acquisition (fixé à 5 s pour l'ensemble des expériences) ainsi que de piloter le générateur Agilent N5771A auquel sont reliées les résistances chauffantes.

Mesure de température

Le dispositif complet est équipé d'un total de 37 thermocouples, dont 18 de type T et 19 de type K, dont l'installation au sein de la cavité est en partie représentée sur la figure 2.5. L'ensemble de ces thermocouples a été étalonné avant installation sur le dispositif. Le processus d'étalonnage est décrit dans l'annexe D. Il en a résulté une incertitude sur la mesure des thermocouples de type T et de type K de plus ou moins 0,2 °C. Dix thermocouples chemisés de type T sont installés sur une séparatrice afin de mesurer la température au centre de la cavité de mesure avec la distribution dans la hauteur telle que : TC1 en bas à ($x = 5$ cm ; $y = 11$ cm), puis en incrémentant de 12 cm en y pour les neuf TC suivants. Six autres thermocouples de surface de type T sont installés de part et d'autre de cette même séparatrice à des hauteurs différentes afin de vérifier la condition de paroi adiabatique. Le premier couple est installé en bas en ($x = 5$ cm ; $y = 18$ cm), et les deux autres couples sont incrémentés en y de 47 cm. Les deux thermocouples de type T restants sont disposés au centre des chaufferettes 1 et 3 pour vérifier leur température de surface et ainsi estimer si la chauffe est homogène. Comme indiqué précédemment, seize des dix-huit thermocouples de type K sont installés en vis à vis de part et d'autre de la première couche d'isolant en mousse de silicone. Cela permet d'estimer le flux perdu, c'est à dire le flux délivré par les résistances chauffantes qui ne va pas vers l'eau mais qui s'échappe par l'arrière de la zone chauffée. Ces mesures seront confrontées aux résultats donnés par les fluxmètres. Un des deux thermocouples restant est également placé dans la zone chauffée pour vérifier la température de la chaufferette 2. L'autre est soit laissé à l'air pour mesurer la température ambiante lors de la réalisation du bilan thermique du dispositif, soit utilisé pour connaître les variations de température proche de la sonde anémomètre. Le dernier thermocouple est utilisé pour mesurer la température ambiante lors des acquisitions.

Concernant l'aspect intrusif des différents thermocouples et de leur influence sur l'écoulement, nous pouvons faire les remarques suivantes. Tout d'abord, le fil des thermocouples utilisés pour mesurer le flux perdu au niveau des séparatrices sont de diamètre très faible (autour du millimètre), et ont été plaqués sur la paroi de part et d'autre de la séparatrice lors de l'installation pour perturber le moins possible l'écoulement dans la cavité principale. On peut donc considérer que ces thermocouples n'ont pas d'influence sur l'écoulement. Pour ce qui est des thermocouples chemisés utilisés, le diamètre D_{TC} de la partie chemisée, dépassant de $L_{tige} = 15$ cm dans la cavité de mesure, est de 1 mm. Leur disposition dans le système a un caractère intrusif dans l'écoulement car ils sont placés transversalement par rapport à la direction principale de l'écoulement. On peut donc tenter de déterminer dans quelle mesure la présence de ces capteurs va perturber les phénomènes se produisant au sein du système. En effet, il est possible de calculer le nombre de Reynolds autour de la tige de la sonde qui s'apparente à l'écoulement autour d'un cylindre horizontal infiniment long (donc à un écoulement bidimensionnel). Dans ce cas, si $Re > 2000$, l'écoulement devient turbulent tandis que pour $Re < 50$, on observe des lignes de courant stationnaires et symétriques, bien que lorsque $Re > 5$, un décollement

soit observé à l'arrière du cylindre formant deux tourbillons contra-rotatifs [132]. L'estimation du nombre de Reynolds peut se faire en considérant la vitesse maximale présente dans le système afin de se placer dans le cas le plus défavorable. Compte tenu des valeurs obtenues dans le système expérimental précédent, nous estimons que la vitesse maximale ne devrait pas dépasser la valeur de $v_\infty = 0,025$ m/s, ce qui donne pour de l'eau à 25 °C à pression atmosphérique :

$$Re = \frac{v_\infty \cdot D_{TC}}{\nu} \approx 25 \quad (2.1)$$

Nous sommes donc en présence d'un cas où les lignes de courant sont stationnaires et symétriques, représentant donc une faible perturbation de l'écoulement. Toutefois, cette valeur étant supérieure à l'unité, il faut prendre en compte la force de traînée exercée par l'écoulement de fluide sur la tige du thermocouple :

$$F_t = \frac{1}{2} \rho_{eau} \cdot A_{tige} \cdot C_x \cdot V_\infty^2 \quad (2.2)$$

où $A_{tige} = L_{tige} \cdot D_{TC}$ en m² et C_x est le coefficient de résistance. Pour le nombre de Reynolds estimé, il est possible de le déterminer grâce à la littérature [133] : $C_x \approx 1,85$. Ainsi, on obtient une valeur de $F_t \approx 10^{-4}$ N.

Il est également possible grâce à ces estimations de savoir si cette force exercée sur la tige engendre son déplacement. Pour cela, il suffit de considérer que la force de traînée est distribuée dans la longueur de la tige telle que $F_{dist} = F_t / L_{tige} \approx 6 \times 10^{-4}$ N ; et que la tige se comporte comme une poutre encastree. On peut alors écrire l'expression de la flèche à la pointe de la tige :

$$fleche = \frac{F_{dist} \cdot L_{tige}}{8 \cdot E \cdot I} \quad (2.3)$$

où E est le coefficient d'Young de la tige et I son moment d'inertie. La tige étant faite d'acier, $E \approx 210$ GPa. De plus, si on néglige les fils à l'intérieur de la tige, on peut la considérer comme un cylindre creux de rayon extérieur $R = 0,5$ mm et de rayon intérieur $r = 0,45$ mm. Ainsi, on peut en déduire $I = m \left(\frac{R^2}{2} + \frac{r^2}{2} \right) \approx 4 \times 10^{-11}$ kg/m². On trouve alors une valeur pour la flèche de l'ordre du micromètre. Il est alors raisonnable de considérer que le caractère intrusif de ces sondes de température est négligeable sur les phénomènes ayant lieu dans l'écoulement, à la fois du fait de leur caractère quasi-immobile dans l'écoulement et de leur faible impact sur les lignes de courant.

Mesure des flux

Le flux perdu est mesuré à l'aide de fluxmètres disposés directement à l'arrière des résistances chauffantes. Ces appareils sont étalonnés par le fabricant et une relation de conversion tension/densité de flux est donnée lors de la réception de l'appareil, ainsi que la valeur de l'incertitude sur la mesure qui est de ± 30 pV/(W/m²). De plus, la mesure effectuée est renforcée par la présence de thermocouples de part et d'autre d'une épaisseur connue de mousse de silicone dont la conductivité thermique est connue également. Ainsi il est possible de vérifier les deux mesures et d'en faire la moyenne. Pour la mesure du flux φ par différence de température ΔT dans tous les cas (comme le montre le tableau 2.5), l'expression utilisée est la suivante :

$$\varphi = \frac{\lambda}{e} \Delta T \quad (2.4)$$

Selon que les thermocouples sont placés sur la séparatrice de PMMA ou à l'arrière des résistances chauffantes de part et d'autre de la mousse de silicone, les valeurs prises par les différentes variables ne sont pas les mêmes. Le tableau 2.5 les résume.

Variable	λ (W/(m.K))	e (m)	ΔT (°C)
PMMA	0.19	0.01	$T_{even} - T_{odd}$
Silicone	0.062	0.005	$T_i - T_{10+i}$

TABLE 2.5 – Valeurs des variables pour les calculs de flux

Par ailleurs, un autre fluxmètre est placé à l'extérieur des épaisseurs d'isolants pour essayer de quantifier le flux perdu en paroi vers l'environnement.

Mesure des vitesses

Le système étudié fonctionnant en convection naturelle, les écoulements de fluide et l'évolution de la température sont couplés. C'est pourquoi il est important de déterminer les deux, afin d'avoir une bonne compréhension du comportement global du système.

Après avoir testé une sonde anémomètre à fil chaud, nous nous sommes rendu compte que ce dispositif n'était pas adapté à l'étude de phénomènes très lents, comme ceux présents dans notre cas. Ce dispositif de mesure a donc été abandonné, et l'étude des champs de vitesse a été réalisée à l'aide de la vélocimétrie par images de particules.

La vélocimétrie par images de particules (PIV)

La PIV (de l'anglais *Particle Image Velocimetry*) est une méthode qui présente de nombreux avantages pour l'étude d'écoulements fluides, un des principaux étant son caractère très peu intrusif. Son principe repose sur l'insertion dans l'écoulement de traceurs discrets (particules) - par opposition aux traceurs continus tels que les colorants - suivant les mouvements du fluide. L'ensemble de la chaîne d'acquisition est montrée sur la figure 2.7. Dans le cadre de notre étude, elle sert à visualiser les champs de vitesse dans l'ensemble de la cavité de mesure.

Un certain nombre de paramètres doit être respecté afin d'avoir des mesures représentatives et de qualité. En effet, il faut tout d'abord s'assurer que le traceur ait les caractéristiques suivantes [134] :

- suffisamment petit pour pouvoir suivre le fluide sans le perturber ni modifier ses propriétés physico-chimiques ;
- suffisamment grand pour réfléchir la lumière du laser de manière à ce qu'il soit visible dans le plan éclairé et invisible ailleurs ;
- densité similaire à celle du fluide étudié pour ne pas sédimenter ni avoir tendance à flotter ;
- homogène en taille et en propriétés (donc en comportement au sein du fluide) ;
- facile à produire et non onéreux ;
- chimiquement inerte dans l'écoulement et avec les différents matériaux constituant le banc expérimental, et non toxique, non corrosif, non abrasif et non volatile.

Dans le cadre de notre étude, des billes de polyamide ont été choisies (PSP pour Polyamid seeding particles), avec un diamètre des particules D_{part} de $5 \mu\text{m}$ (distribution entre 1 et $10 \mu\text{m}$) et une densité d_{part} de 1,03. La proximité de la densité des particules

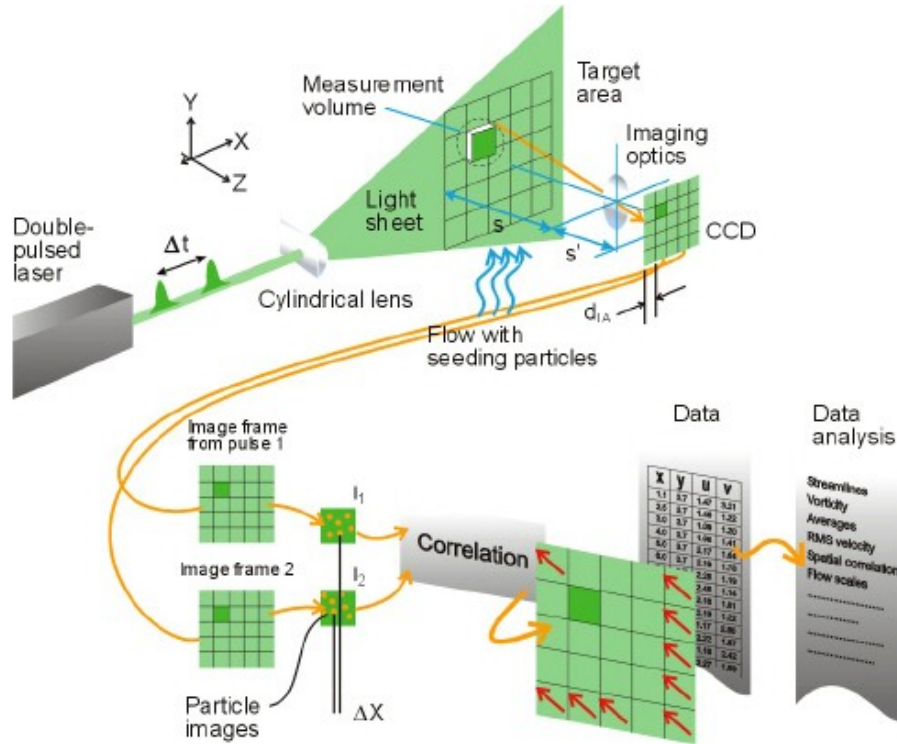


FIGURE 2.7 – Schéma de principe d'acquisition de PIV (source : site de Dantec Dynamics)

avec celle du fluide d'étude (ici l'eau) est un point important pour permettre au traceur de ne pas avoir de retard par rapport au mouvement du fluide étudié, mais également pour limiter les biais liés à la décantation.

Ces particules ont été choisies car elles répondent à un certain nombre de critères qui doivent être respectés pour assurer la qualité de l'ensemencement et répondre aux caractéristiques précédemment listées. Ces critères (numéros 1 à 7 du tableau 2.6), relatifs aux particules elles mêmes et à leur interaction au sein du fluide, permettent à la fois de vérifier que les particules sont effectivement capables de suivre l'écoulement de manière précise et que leur ajout ne perturbe pas le comportement du fluide. Néanmoins, cet ensemble de critères à lui seul ne permet pas de certifier la qualité des données acquises. En effet, il faut également que le matériel disponible pour l'acquisition convienne aux phénomènes étudiés, et qu'il soit capable de répondre à d'autres exigences (critères numéros 8 à 11).

Ces différents critères doivent être vérifiés pour valider l'ensemble de la chaîne d'acquisition.

Le premier critère vérifie la valeur du nombre de Knudsen Kn défini par $Kn = \frac{lm}{D_{part}}$, avec lm le libre parcours moyen des molécules du fluide (inférieur au nanomètre dans le cas de l'eau). Ce nombre permet de valider l'hypothèse d'un milieu continu. Cette valeur est donc vérifiée pour les particules choisies.

La concentration des particules dans le fluide d'étude C_{part} doit être judicieusement choisie : une forte concentration permet une bonne résolution spatiale, mais si elle est trop importante cela peut entraîner des interactions parasites entre le sillage des traceurs. La masse de particules m_{part} ainsi que le volume de fluide V_f dans lequel elles sont mélangées étant connus, il est possible de déterminer la concentration :

$$C_{part} = \frac{6 \cdot m_{part}}{\rho_{part} \pi D_{part}^3 V_f} \approx 5 \times 10^{10} \text{ part/m}^3.$$

N°	Critère	Description
1	$Kn < 0,25$	Milieu continu
2	$D_{part}.C_{part}^{1/3} \ll 1$	Pas d'interaction entre les particules
3	$D_{part} < L_{min}$	Description des plus petits phénomènes
4	$\tau_{part} < \tau_{min}$	Suivi de l'écoulement
5	$\rho_a \ll \rho_f$	Masse volumique apparente
6	$\mu_a/\mu_f \approx 1$	Viscosité apparente
7	$Sc \gg 1$	Diffusivité apparente
8	$\delta_x \ll D_{part}/4$	Images d'une particule assimilable à un point
9	$\Delta x_{max}/L_{fen} < 0.25$	Déplacement des particules dans la fenêtre
10	Image d'une particule sur 2 à 3 pixels	Diminution de l'effet de peak locking
11	Environ 10 particules par fenêtre	Amélioration du produit de corrélation

TABLE 2.6 – Critères à respecter pour une bonne acquisition en PIV

Ce résultat donne un rapport $D_{part}/C_{part}^{1/3}$ de l'ordre du centième, ce qui permet de vérifier le critère 2.

Afin de permettre une bonne description des phénomènes, les particules doivent être plus petites que la plus petite échelle présente dans l'écoulement L_{min} . Dans le cas des écoulements turbulents, la plus petite échelle correspond à l'échelle de Kolmogorov, déterminée par : $n_k = (\nu^3/\varepsilon)^{1/4}$. Les simulations préliminaires ont montré une énergie interne dissipée par unité de masse ε de l'ordre de $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}^3$. Ainsi, l'échelle de Kolmogorov est de l'ordre du millimètre. Pour le cas laminaire, il s'agit de la plus petite cote de la géométrie, ici l'épaisseur du canal qui est de 5 mm. Dans les deux cas, le diamètre moyen des particules est très inférieur, validant ainsi le critère 3.

Pour les mêmes raisons que précédemment, le temps de réponse des particules τ_{part} doit être négligeable par rapport à la plus petite échelle de temps de l'écoulement τ_{min} . Cela correspond au temps de Kolmogorov τ_k pour un écoulement turbulent et par rapport au ratio de la plus petite échelle par la plus grande vitesse dans un écoulement laminaire. Le temps de réponse des particules se détermine de la manière suivante :

$$\tau_{part} = D_{part}^2 \frac{\rho_{part} - \rho_f}{18\mu} \approx 4 \times 10^{-8} \text{ s} \quad (2.5)$$

Pour l'écoulement turbulent, on a : $\tau_k = (\nu/\varepsilon)^{1/2} \approx 1 \text{ s}$. Quant à l'écoulement laminaire, on trouve : $\tau_{lam} = e_{can}/V_\infty \approx 0,2 \text{ s}$. Dans les deux cas, le temps de réponse des particules est négligeable, permettant de vérifier le critère 4.

Les critères 5, 6 et 7 permettent de vérifier que l'ajout de particules ne modifie pas le comportement et les propriétés du fluide. Différentes variables sont donc introduites :

– Masse volumique apparente :

$$\rho_a = \rho_{part} \left(\frac{\pi}{6} D_{part}^3 C_{part} \right) \quad (2.6)$$

– Viscosité apparente :

$$\mu_a = \mu_f \left(1 + \frac{\pi}{6} D_{part}^3 C_{part} \right) \quad (2.7)$$

– Diffusivité apparente :

Le nombre de Schmidt apparent est défini tel que $Sc \approx \frac{\nu_f}{D_a}$. Un nombre de Schmidt

élevé correspond à une diffusion faible des particules du traceur dans le fluide étudié, rendant le suivi de l'écoulement plus précis. Dans l'expression du nombre de Schmidt, D_a est la diffusivité apparente représentant à l'échelle macroscopique les interactions entre les molécules du fluide étudié et les particules du traceur (ces interactions sont majoritairement des chocs). La diffusivité apparente est déterminée par l'expression :

$$D_a = \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_f}\right) \frac{kT}{3\pi\mu_f D_{part}} \quad (2.8)$$

avec k la constante de Boltzman ($k = 1,38 \times 10^{-23}$ J.K⁻¹) et T la température absolue du fluide en K.

Le tableau 2.7 indique les valeurs obtenues pour les grandeurs précédemment énumérées (critères 1 à 7).

Variable	Unité	Valeur
D_{part}	m	5×10^{-6}
ρ_{part}	kg/m ³	1030
V_f	m ³	0,12
m_{part}	kg	$0,3 \times 10^{-3}$
C_{part}	part./m ³	5×10^{-6}
$D_{part} \cdot C_{part}^{1/3}$	(-)	$\approx 1,7 \times 10^{-2}$
τ_{part}	s	4×10^{-8}
ρ_a	kg/m ³	$\approx 2 \times 10^{-3}$
μ_a	Pa.s	$\approx 1 \times 10^{-3}$
D_a	m ² /s	$\approx 8,6 \times 10^{-14}$
Sc	(-)	$\approx 1 \times 10^7$

TABLE 2.7 – Valeurs des variables pour les différents critères PIV

Les critères 8 à 11 sont des réglages et des vérifications à effectuer compte tenu du matériel à disposition, du banc expérimental et des phénomènes attendus.

Il faut notamment que le déplacement du traceur δ_x durant l'éclairage et l'acquisition de l'image soit suffisamment faible pour qu'il soit assimilable à un point (critère 8). En effet, si le temps d'exposition ou le temps d'ouverture de la caméra est trop long, les particules créent des lignes dans l'image acquise. Le temps entre chaque pulsation Δt doit également être ajusté afin que le déplacement maximal des particules Δx_{max} ne soit pas démesuré par rapport à la taille de la fenêtre d'interrogation L_{fen} (critère 9). Le déplacement maximal peut être déterminé de la manière suivante : $\Delta x_{max} = \frac{s'}{s} V_{max,part} \Delta t$, où s' est la distance focale de l'objectif et s la distance entre le plan d'étude et la lentille de l'objectif de la caméra. Pour notre cas d'étude, compte tenu du fait que nous avons deux échelles différentes (le canal et le reste de la cavité), les vitesses sont également différentes selon les endroits de mesure. Ainsi, une valeur unique du Δt n'est pas possible si l'on veut respecter le critère de déplacement maximal dans l'ensemble du domaine observé. Par conséquent, nous avons adopté deux pas de temps, un court pour les phénomènes rapides tels que le panache, et un plus long pour les phénomènes plus lents tels que l'écoulement redescendant dans le bas de la cavité.

Pour optimiser l'utilisation du capteur et avoir un pic de corrélation satisfaisant, l'image d'une particule doit être enregistrée sur 2 à 3 pixels comme montré sur la figure

2.8, et une fenêtre d'interrogation doit comprendre les images d'une dizaine de particules (critères 10 et 11).

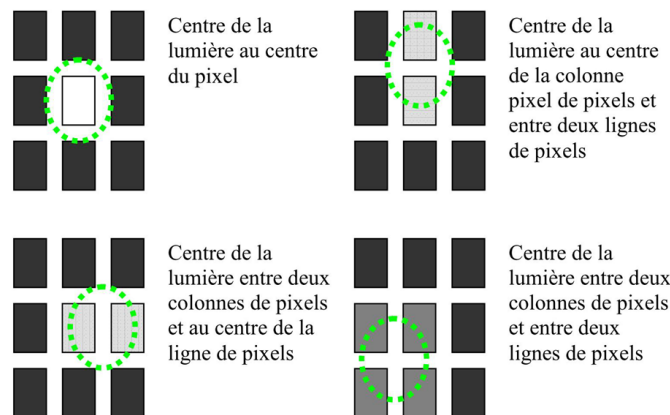


FIGURE 2.8 – Schéma des différentes acquisitions de l'image d'une particule sur les pixels de la caméra [7]

La réduction du "*peak locking*"² s'obtient en faisant varier la taille des particules et la distance entre le plan de mesure et la caméra. Le "*pixel locking*" peut également être évité en défocalisant légèrement la caméra afin que les images des particules soient captées par plusieurs pixels [135]. Dans notre cas, nous avons fait attention à ne pas avoir trop d'erreurs liées au phénomène de *peak locking* en ayant des images de particules détectées par plusieurs pixels.

Le respect de l'ensemble des critères précédemment énoncés permet de minimiser les erreurs et incertitudes liées à ces paramètres de la mesure par PIV. Toutefois, ces critères ne sont pas les seuls dont va dépendre la précision du résultat obtenu.

L'incertitude des mesures de vitesse par PIV

En ce qui concerne la détermination de l'incertitude de la mesure par PIV, une analyse globale fine requiert la connaissance d'un nombre important de paramètres du fait des multiples origines possibles d'erreurs (aléatoires et systématiques) lors d'une expérimentation, la rendant très difficile. Il y a entre autres, et en plus des biais mentionnés précédemment, les erreurs liées au positionnement et au montage du banc expérimental, les incertitudes lors de l'acquisition et du traitement des données obtenues pour l'estimation du déplacement par la corrélation, le biais statistique ou encore l'erreur liée aux variations de propriétés du fluide qui vont avoir une influence sur le suivi de l'écoulement par les traceurs [136].

Le biais statistique est une mesure pertinente lorsque les mesures sont effectuées en régime stationnaire afin de déterminer l'erreur liée à l'acquisition d'un nombre fini d'images dont la valeur de la mesure va être dispersée autour de la valeur moyenne. La grande majorité de nos mesures n'étant pas réalisées de cette manière, nous n'allons pas effectuer ce calcul. Il est néanmoins possible de déterminer différentes sources d'erreurs liées à notre configuration et à son post-traitement. Notamment, lors de la mesure de l'échelle dans la cavité, l'erreur est de l'ordre de ± 1 pixel ce qui équivaut à environ 0,13 mm une fois la conversion effectuée. Cette erreur va se répercuter sur la globalité des mesures

2. perte de précision du pic de corrélation lorsque l'image de la particule se trouve sur un seul pixel (pas d'analyse possible à l'échelle du sous pixel)

dans chaque campagne effectuée avec cette calibration. Par ailleurs, il est possible de déterminer l'erreur sur le déplacement du fait de l'incertitude sur la localisation du pic de corrélation. Dans le cadre du post-traitement effectué à l'échelle du sous pixel, nous avons une erreur de l'ordre de $\pm 0,01$ pixel sous réserve que nous ne soyons pas en présence de peak-locking [137].

Mode opératoire

Nous avons voulu contrôler la température initiale dans le stockage. Pour ce faire, le système est vidé dans une cuve après chaque expérience. Cette cuve contient un échangeur relié à un bain thermostaté ThermoScientific. Cependant, malgré une température homogène du fluide lorsqu'il est pompé de la cuve au système, la température de la pièce ainsi que la température du verre constituant les parois du systèmes ne sont pas contrôlées ce qui induit une légère stratification au démarrage de l'expérience, entre 0,5 et 1 °C de différence entre le haut et le bas du système. Par ailleurs, la température de la pièce n'était pas contrôlée et pouvait varier de manière relativement importante durant une expérience (augmentation de la température d'environ 2 °C en 3h de manipulation), mais surtout d'une expérience à une autres en fonction des conditions de température extérieure.

Pour ce qui est de l'acquisition par PIV, nous avons utilisé une caméra 4 Mpxels flow sense de DantecDynamics. Le rapport de forme du système ne permet pas une acquisition instantanée de sa globalité. Le déplacement de la caméra le long de la hauteur et la rotation du laser est la solution retenue, avec une division du système en 11 zones différentes comme le montre la figure 2.9, l'acquisition sur la hauteur du système prend une trentaine de secondes. Ce temps ne pouvait pas être diminué du fait de vibrations dues à l'actionnement du moteur de la caméra qui nécessitaient un temps de pause pour des acquisitions valides.

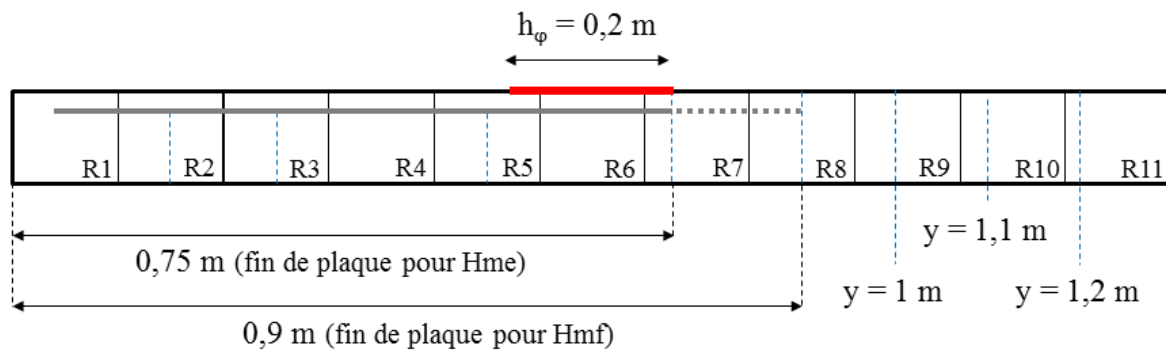


FIGURE 2.9 – Régions d'acquisition PIV et lignes sur lesquelles sont prises les profils de vitesse

Le déclenchement du déplacement du laser et de la caméra est réalisé grâce à un programme contrôlant les deux moteurs pas à pas installés. Ces moteurs sont reliés à un module de puissance avec indexeur (XL25i) géré par le programme EASI-TOOLS de la société PARKER-Automation. Un exemple de programme est montré dans l'annexe E. Le déplacement est également synchronisé avec les pulsations du laser et l'acquisition des images via le programme DynamicStudio de la société DantecDynamics, comme schématiquement représenté sur la figure 2.10.

Le remplissage de la cavité depuis la cuve liée au bain thermostaté dans laquelle l'eau est initialisée à température voulue se fait à l'aide d'une pompe. L'inconvénient de ce

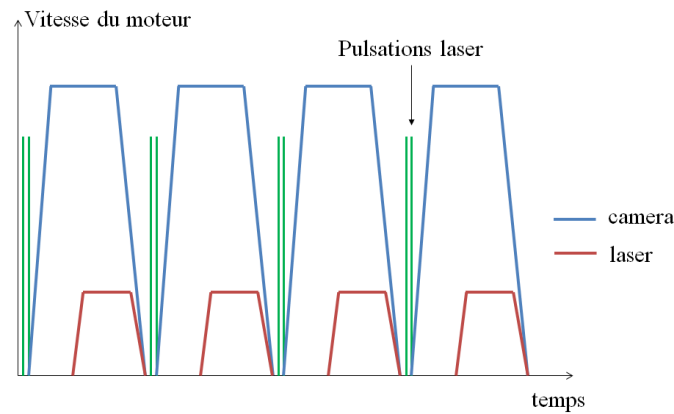


FIGURE 2.10 – Schéma de la synchronisation des moteurs avec l'actionnement du laser

type de remplissage est qu'il insère dans le système un nombre important de bulles. Un maximum en est retiré initialement à l'aide d'une perche, afin de limiter les effets de la présence d'air. Malgré tout, la totalité ne peut pas être retirée du fait de la difficulté d'accès à certaines zones (angles et bas du système). Par ailleurs, après un certain temps de chauffe, et surtout pour les cas chauffés à plus forte puissance, des bulles apparaissent en partie haute (l'eau qui s'est oxygénée dans la cuve et la cavité se dégaze) ce qui tend à gêner l'acquisition dans les régions les plus hautes. De plus, le fait que certaines bulles remontent vers la surface libre plaquées à la paroi supérieure perturbe le profil de vitesse enregistré à un instant précis par la caméra, ce qui peut parfois donner des profils erronés au moment d'une acquisition. Il convient donc d'être vigilant quant à l'exploitation des résultats dans ces zones. Des propositions d'améliorations de ce dispositif seront faites à la fin de ces travaux.

2.3 Étude thermique de la cavité

Une étude thermique du système a été effectuée afin de pouvoir d'une part valider les conditions aux limites et les modèles choisis pour la modélisation ainsi que les résultats obtenus, et d'autre part valider les hypothèses liées aux conditions expérimentales. Cette étude consiste en un bilan énergétique du système, en une étude du comportement thermique et de la stratification.

2.3.1 Bilan thermique

Ce bilan a été réalisé en utilisant une modélisation 1D comme présenté dans la section 1.3. Puisqu'il y a 10 sondes de température dans la hauteur de la cavité, le système est divisé en 10 nœuds de température homogène, le nœud 1 étant en bas et le 10 en haut. Dans cette étude, nous négligeons les échanges thermiques et massiques entre les nœuds, et nous ne prenons pas en compte l'angle d'inclinaison du système. En revanche, nous pouvons constater qu'en fonction de la longueur de la plaque, le bilan ne s'écrit pas de la même manière.

Dans le cas où la plaque s'arrête à la fin de la zone chauffée (cas Hme), le bilan s'écrit de la manière suivante :

- Nœud $i = 1$:

$$m_1 C_p \frac{dT_1}{dt} = 2\varphi_{lat} A_{lat} + (U_{bas} A_{bas} + U_{sup} A + U_{inf} A)(T_{amb} - T_1) \quad (2.9)$$

Ce nœud échange avec les cavités de garde par les parois latérales et avec l'environnement par les parois basses, supérieures et inférieures.

- Nœuds $i = 2$ à 4 :

$$m_i C_p \frac{dT_i}{dt} = 2\varphi_{lat} A_{lat} + U_{inf} A(T_{amb} - T_i) + U_{sup} A(T_{amb} - T_1) \quad (2.10)$$

Ces nœuds échangent également avec les cavités de garde par les parois latérales et avec l'environnement par la paroi inférieure à la température du nœud et par la paroi supérieure à la température du nœud 1 du fait du phénomène d'aspiration par le bas dans le canal.

- Nœud $i = 5$:

$$m_5 C_p \frac{dT_5}{dt} = 2\varphi_{lat} A_{lat} + U_{inf} A(T_{amb} - T_5) + U_{sup} A_5(T_{amb} - T_1) + \varphi_{inj} A_{\varphi_5} \quad (2.11)$$

Ce nœud comprend un apport de chaleur de la zone chauffée sur une partie d'une paroi supérieure. Sinon, comme précédemment, il échange avec les cavités de garde par les parois latérales et avec l'environnement par la paroi inférieure à la température du nœud et aussi par la paroi supérieure à la température du nœud 1 du fait du phénomène d'aspiration dans le canal.

- Nœud $i = 6$:

$$m_6 C_p \frac{dT_6}{dt} = 2\varphi_{lat} A_{lat} + U_{inf} A(T_{amb} - T_6) + U_{sup} A_6(T_{amb} - T_6) + \varphi_{inj} A_{\varphi_6} \quad (2.12)$$

Ce nœud comprend un apport de chaleur de la zone chauffée sur une partie d'une paroi supérieure. Il échange avec les cavités de garde par les parois latérales et avec l'environnement par les parois inférieure et supérieure à la température du nœud.

Remarque : $A_6 = A_5$ et $A_{\varphi_6} = A_{\varphi_5}$.

- Nœuds $i = 7$ à 9 :

$$m_i C_p \frac{dT_i}{dt} = 2\varphi_{lat} A_{lat} + (U_{inf} A + U_{sup} A)(T_{amb} - T_i) \quad (2.13)$$

Ces nœuds échangent avec les cavités de garde par les parois latérales et avec l'environnement par les parois inférieure et supérieure à la température du nœud.

- Nœud $i = 10$:

$$m_{10} C_p \frac{dT_{10}}{dt} = 2\varphi_{lat} A_{lat} + (U_{haut} A_{haut} + U_{sup} A + U_{inf} A)(T_{amb} - T_{10}) \quad (2.14)$$

Ce nœud échange avec les cavités de garde par les parois latérales et avec l'environnement par les parois basses, supérieures et inférieures.

Variable	Unité	Représentation
m_i	kg	masse d'eau dans le nœud i
C_P	J/(kg.K)	capacité calorifique de l'eau
T_*	K	température
φ_*	W/m ²	densité de flux
A	m ²	surface supérieure ou inférieure (0,3 m × 0,13 m)
A_*	m ²	surface d'échange
A_{φ_i}	m ²	surface d'apport de chaleur dans le nœud i (0,3 m × 0,1 m)
U_*	W/(m ² .K)	coefficient d'échange global
Indice	Signification	
<i>amb</i>	Relatif à l'environnement	
<i>lat</i>	Relatif aux parois latérales du nœud (0,1 m × 0,13 m)	
<i>bas, haut</i>	Relatifs aux parois basse et haute (0,1 m × 0,3 m)	
<i>sup, inf</i>	Relatifs aux parois supérieure et inférieure	
<i>inj</i>	Lié à l'injection de flux	

TABLE 2.8 – Signification des paramètres des équations de bilan thermique

La table (2.8) résume la signification des différentes variables utilisées dans les équations de bilan.

A ces variables sont associées certaines hypothèses, à savoir que la masse et la capacité calorifique du nœud sont considérées égales à celles du volume d'eau lié au nœud concerné. Ainsi, pour les cas avec plaque, sa présence est négligée. Par ailleurs, dans les équations (2.11) et (2.12) dans lesquelles figure la puissance injectée ϕ_{inj} (W), cette dernière est déterminée avec la puissance délivrée par le générateur à laquelle on retranche les pertes thermiques vers la face isolée. Dans le cas où la plaque s'arrête au delà de la zone chauffée, le bilan pour quelques équations doit s'écrire différemment. En effet, pour les nœuds situés au dessus de la zone chauffée, la température du fluide dans le canal ne correspond pas à celle mesurée au centre du nœud, mais est supérieure. Nous avons donc décidé de spécifier sur ces parois la température du nœud supérieur pour échanger avec l'extérieur, les autres équations restant inchangées.

L'estimation expérimentale des pertes thermiques globales ϕ_{per} (W) du système étudié permet d'évaluer un taux d'écart par rapport à la puissance injectée ϕ_{inj} (W) pour chaque cas de la manière suivante : $((\phi_{inj} - \phi_{per})/\phi_{inj})$. De manière générale, des valeurs autour de 10% ont été obtenues. Le flux injecté vers le fluide est déterminé par la soustraction des pertes mesurées à l'arrière de la zone chauffée, de la puissance délivrée par les éléments chauffants. Comme mentionné précédemment, les pertes à l'arrière sont mesurées à l'aide des fluxmètres et des paires de thermocouples disposés de part et d'autre de la première couche d'isolant. Ces deux mesures se superposent bien, comme le montre la figure 2.11, ce qui signifie que les deux méthodes de calcul sont adéquates. La différence majeure réside dans la description des pics lors du démarrage et de l'arrêt du générateur. Ainsi, pour le calcul du flux global perdu dans cette zone (ne se dirigeant pas vers le fluide), nous avons moyenné l'ensemble de ces valeurs. Aussi, nous estimons que les pertes dans les autres directions (effets de bord et pertes sur les côtés) sont négligeables et que le flux est uniformément réparti.

L'hypothèse des parois latérales adiabatiques a également été vérifiée par le calcul

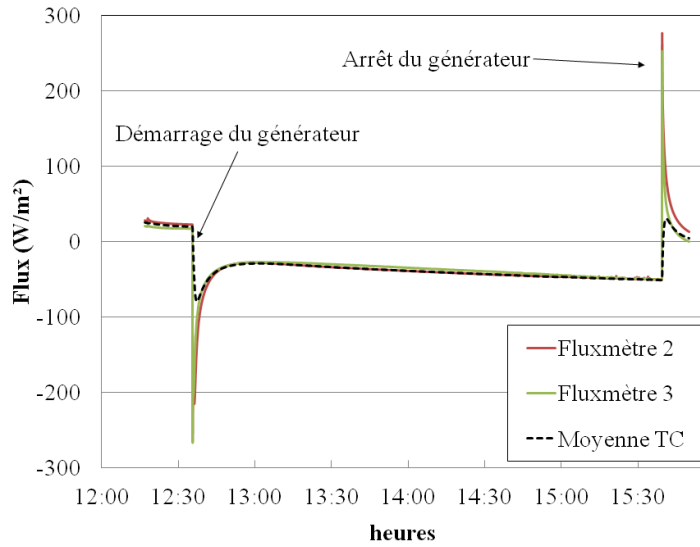


FIGURE 2.11 – Mesure du flux perdu à l’arrière des résistances chauffantes par les fluxmètres et les thermocouples pour le cas Hme A45P36

de ϕ_{lat} (W). La valeur maximale a été obtenue pour le cas HmfA60P36 avec $\phi_{lat} = 0,6$ W après trois heures de chauffe, ce qui correspond à moins de 0,5 % de la puissance injectée. Pour les autres cas, les valeurs variaient autour de 0,2-0,3 % du flux injecté, ce qui valide bien l’hypothèse d’adiabaticité pour ces parois. Concernant les pertes sur les autres parois (celles qui sont liées aux échanges avec l’air de la pièce), les valeurs des pertes dépendent de la position dans la cavité de mesure. En effet, comme spécifié dans la partie protocole, le système est initialisé à 20 °C, mais la température de la pièce n’est pas contrôlée. En moyenne, elle varie autour de 23 °C lors du démarrage de la manipulation, et augmente au cours du temps. Ainsi, en bas du système, des gains sont observés, tandis qu’en partie haute, puisqu’au fur et à mesure de la chauffe la température du système augmentait, des pertes thermiques sont observées. La valeur moyenne des pertes dans le système (prenant en compte à la fois les pertes en haut et les gains en bas) augmente avec le temps et représente moins de 1 % du flux injecté après trois heures de chauffe. L’isolation du système est donc globalement satisfaisante.

2.3.2 Étude du comportement thermique et de la stratification

L’évolution au cours du temps de la température au sein du système à différentes positions est montrée dans la figure 2.12.

Il est possible de constater que la tendance est linéaire, sauf pour le début de la chauffe qui correspond à la mise en place de la convection naturelle et du tirage thermique. Cette tendance est attendue pour les systèmes chauffés à flux imposé et fortement isolés. Aussi, selon la position du thermocouple, l’évolution linéaire se met en place plus ou moins rapidement : moins de 10 minutes pour les thermocouples situés en haut du système, alors qu’il faut presque 30 minutes pour un thermocouple placé au milieu du système. Par ailleurs, la pente n’est pas identique selon les configurations pour un même thermocouple et un même flux injecté : les cas avec la plaque de stratification plus courte (Hme) stratifient mieux que les cas avec une plaque de stratification plus longue (Hmf). Cela se remarque

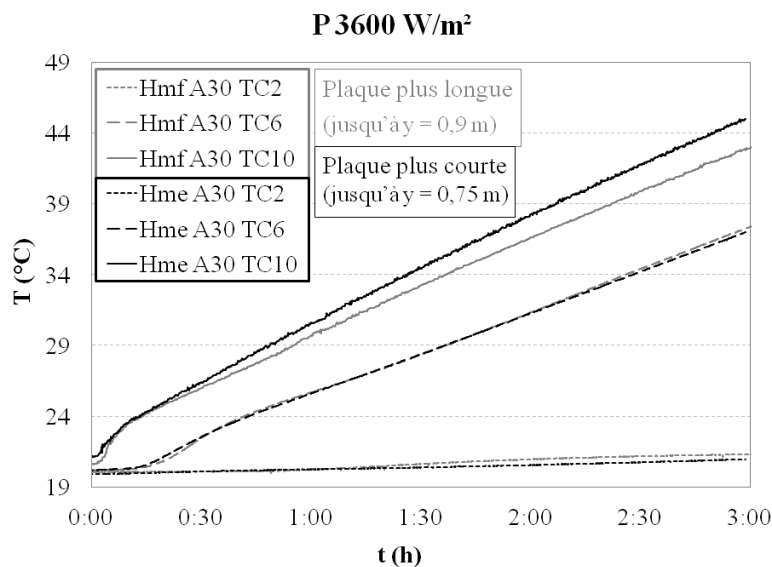


FIGURE 2.12 – Evolution de la température au cours du temps pour trois positions de thermocouples et deux longueurs de plaque de stratification pour des cas inclinés à 30° et chauffés à 3600 W/m^2

par le fait que pour les cas Hme, les courbes de températures sont supérieures pour les thermocouples placés en partie haute et inférieures pour les thermocouples placés en partie basse. C'est une des méthodes graphiques qui permet de comparer la stratification de deux systèmes.

Le tracé de profils de température le long de la hauteur du système est une autre méthode graphique permettant de conclure sur la stratification, comme le montre la figure 2.13.

Ces résultats montrent que les cas avec un plus petit angle (plus proche de l'horizontale) ont une meilleure stratification, car les thermocouples situés dans la partie haute du système ont une température plus élevée et ceux de la partie basse ont une température plus faible. Par ailleurs, la forme du S formé par la courbe est plus prononcée. De plus, le résultat montré sur la figure précédente est mis en évidence ici aussi : les cas avec une plaque plus courte stratifient mieux. En outre, la figure 2.13 met également en évidence l'amélioration importante de la stratification par rapport au cas chauffé en partie basse [7] (cas dénommé Hbf sur la figure). L'objectif d'amélioration de la stratification thermique dans la cavité est donc atteint dans le cadre de cette étude par la modification de la position de la zone de chauffe.

La différence de température maximale entre le haut et le bas de la cavité a également été déterminée, et il apparaît qu'après trois heures de charge, la plus grande valeur obtenue est de $22,9^\circ\text{C}$ pour le cas HmeA30P36. Les valeurs décroissent ensuite selon le flux injecté puis l'angle d'inclinaison, pour atteindre la plus faible valeur de 10°C pour le cas HmfA60P18.

La détermination d'un certain nombre de grandeurs caractéristiques de stratification permet de corroborer les résultats obtenus par la méthode graphique. C'est notamment le cas du coefficient de stratification ST, dont les résultats sont montrés figure 2.14.

Il est également possible de remarquer que l'évolution de ce paramètre suit celle des

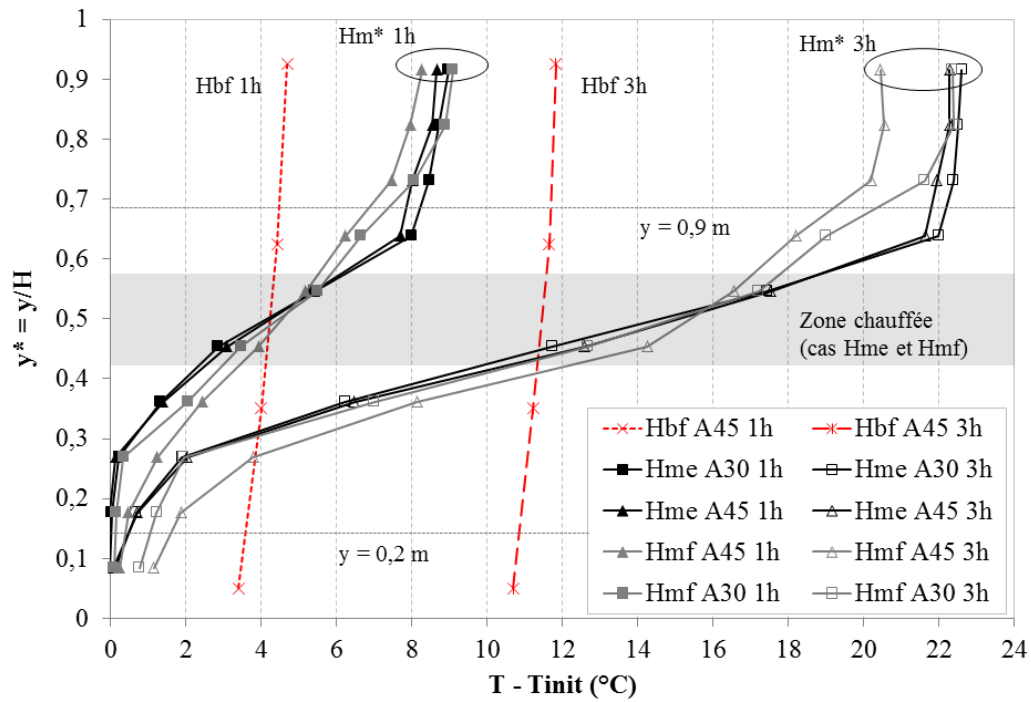


FIGURE 2.13 – Profils de température après une et trois heures de chauffe pour différents cas chauffés à 3600 W/m^2

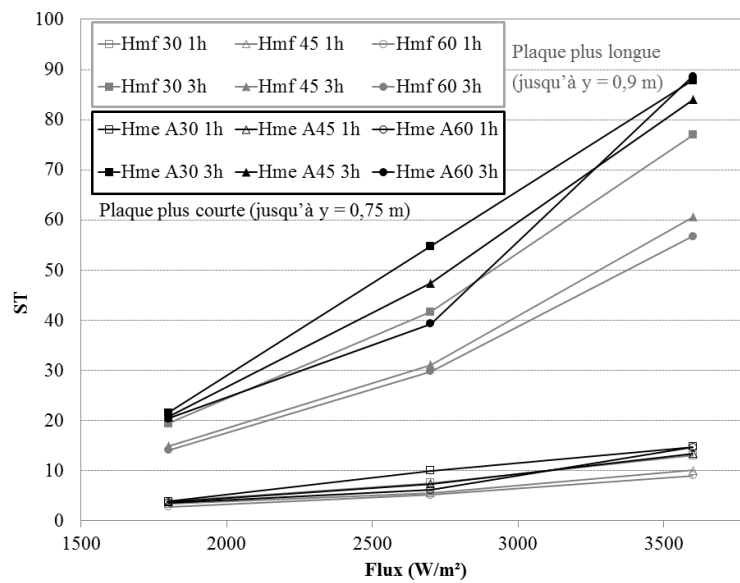


FIGURE 2.14 – Résultats donnés par le calcul du coefficient de stratification ST pour les différents cas étudiés

valeurs prises par le nombre de Rayleigh pour les cas étudiés. On peut donc en conclure que plus le nombre de Rayleigh est élevé, meilleure est la stratification. Ce résultat était aussi une conclusion de l'étude numérique de Barzegar et Dehghan [64]. Le calcul du nombre de Richardson pour les cas étudiés donne des valeurs supérieures à l'unité, ce qui signifie que le système présente une bonne propension à stratifier. Cette grandeur a été

calculée en se basant sur la relation (1.64) en prenant en compte l'angle d'inclinaison, et en considérant l'épaisseur du canal comme grandeur caractéristique et la vitesse moyenne ascendante dans le panache comme vitesse caractéristique.

Afin de poursuivre l'étude du comportement thermique du système, nous avons effectué, pour les cas inclinés à 45 ° et chauffés à 3600 W/m², une étude de chauffe à sept heures, ainsi qu'une étude de refroidissement sans chauffe après avoir chargé le système durant sept heures. Les résultats de la chauffe à 7h montrent que la température continue à augmenter en partie haute, la stratification étant maintenue, pour atteindre des températures proches de 65 °C (figure 2.15(a)). Cette figure montre également que si on trace les profils adimensionnés à différents instants, il est possible de constater que les profils se rapprochent, surtout à la fin de la chauffe : il y a peu de différence entre la courbe à 5h et celle à 7h. Cela signifie que la stratification est maintenue au cours de la chauffe et que le procédé est établi, sans pour autant avoir atteint le régime permanent dans notre système puisque la température continue d'augmenter. Sur ce graphe, T^* est définie par :

$$T^*(t) = \frac{T(t) - T_{min}(t)}{T_{max}(t) - T_{min}(t)} \quad (2.15)$$

En ce qui concerne l'étude de refroidissement du système après une période de chauffe importante (figure 2.15(b)), il est possible de constater une diminution importante de la température due au fait que le système n'est pas parfaitement et complètement isolé (ouvertures optiques pour la PIV). La stratification, bien que de moins en moins prononcée, se maintient au cours de cette étude.

Notre système fonctionnant grâce à la convection naturelle, les phénomènes thermiques sont liés aux écoulements. Leur étude à l'aide de la PIV va donc permettre d'expliquer les résultats obtenus dans cette partie.

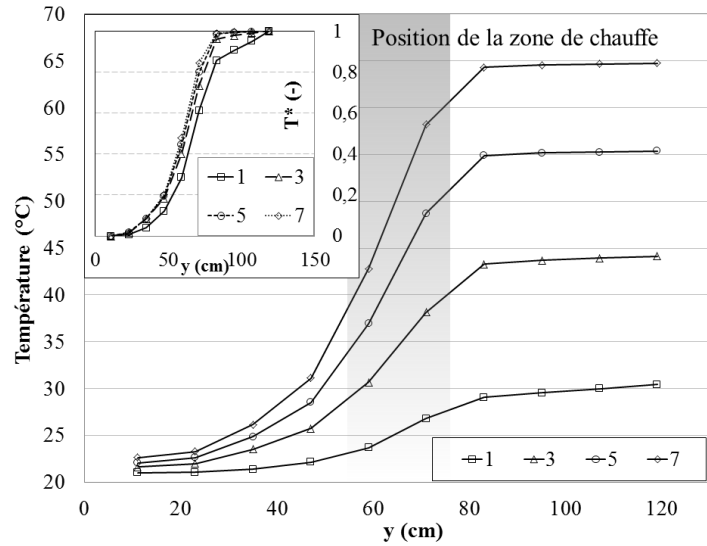
2.4 Caractérisation des écoulements

La PIV a permis d'acquérir les champs de vitesse dans le plan vertical au centre de la cavité. De par cette connaissance, nous avons pu en déduire d'autres grandeurs et d'autres champs permettant de révéler certains aspects de l'écoulement, et ainsi de le caractériser de manière plus fine pour expliquer les phénomènes qui s'y produisent.

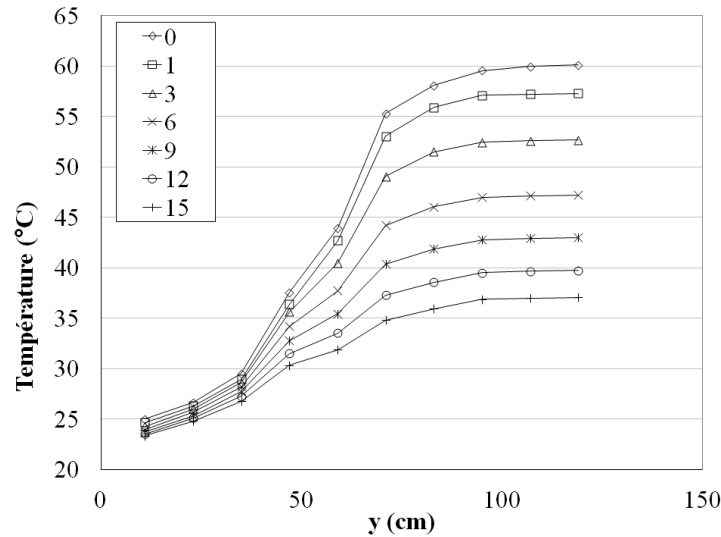
2.4.1 Description des zones d'écoulement

La quantification des phénomènes liés au comportement fluide a permis de caractériser les écoulements dans la cavité, en les divisant en différentes zones comme illustré sur la figure 2.16. Dans cette partie, nous allons nous intéresser à la description des phénomènes dans les différentes zones identifiées. Le système étant fermé, ces phénomènes interagissent également entre eux. Néanmoins, ils ont chacun des caractéristiques qui sont déterminées selon les configurations et les paramètres qui sont modifiés.

La zone A est celle de la montée du fluide chauffé dans la zone d'échange. Un panache se développe le long de la paroi supérieure et interagit avec le fluide environnant. La zone B correspond à l'écoulement inverse, c'est à dire qu'une partie du fluide redescendant entre dans la partie haute du canal. Dans la zone C, le fluide redescend vers le bas de la cavité, pour être aspiré dans le bas du canal zone D. Les phénomènes présents dans chacune de ces parties vont être expliqués plus en détails.



(a)



(b)

FIGURE 2.15 – Évolution du profil de température en fonction du temps pour (a) le cas Hme A45P36 après 7h de chauffe et (b) le cas Hmf A45P36 sans apport de chaleur après 7h de chauffe ($t=0$ correspond à l'arrêt de la chauffe 7h après son allumage)

Afin de pouvoir caractériser les phénomènes, nous allons nous baser sur plusieurs grandeurs calculées à partir des champs de vitesse obtenus grâce à la PIV. Ces champs étant obtenus dans un plan de mesure (2D), nous avons donc accès aux composantes u et v des vitesses.

La calcul de la divergence du champ de vitesse dans un écoulement 2D stationnaire est donné par l'équation 2.16 (si la variation de la masse volumique dans le temps est nulle) :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.16)$$

La divergence est à la base l'équation de conservation de la masse du système. Ainsi,

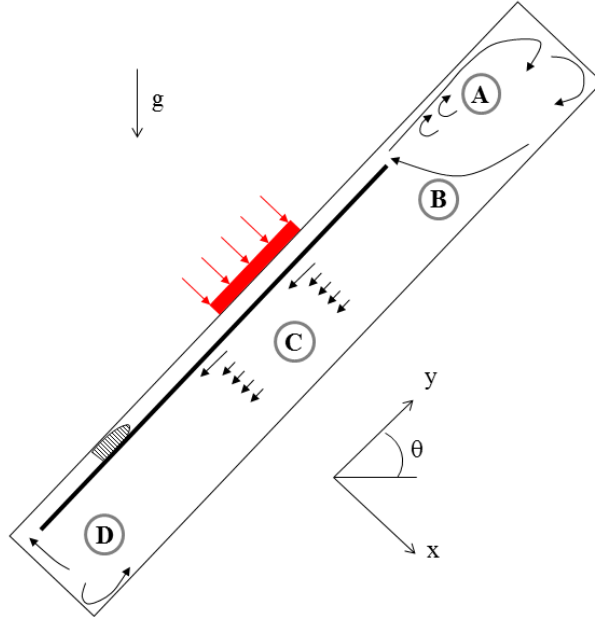


FIGURE 2.16 – Représentation schématique des écoulements ayant lieu dans la cavité

si cette équation n'est pas vérifiée, alors cela signifie que le terme lié à la troisième composante de la vitesse $\partial w / \partial z$ n'est pas nul. Dans ce cas, l'écoulement ne peut pas être considéré comme étant bidimensionnel, car le débit n'est pas conservé dans le plan d'étude. Il est important de prendre en compte un autre aspect de valeurs importantes de divergence : lors de l'acquisition et le post traitement des données, certains vecteurs vitesse captés ne sont pas considérés valides et sont donc retirés du champ. Ces "discontinuités" vont ainsi engendrer des valeurs importantes de divergence, mais n'ont pas de sens physique. En pratique, dans nos cas, la plupart des vecteurs erronés et retirés se trouvent dans le panache. Des valeurs élevées de divergence dans cette zone sont donc plus attribuables à ce fait qu'à un phénomène réellement tridimensionnel. Ainsi, il sera important de mettre en parallèle le champ de divergence avec les autres champs calculés. Une autre manière de déterminer le caractère bi ou tridimensionnel d'un écoulement est de regarder localement (sur une ligne) la conservation du débit ascendant dans le panache (zone A) et descendant dans le cœur de l'écoulement (zone C). Dans ce cas, si l'écart entre les deux est trop important, il est possible de conclure sur l'aspect non bidimensionnel de l'écoulement.

La vorticité d'un écoulement correspond mathématiquement au rotationnel de son champ de vitesse. Dans le cas d'un écoulement 2D, son expression est donnée par la relation 2.16, et décrit la rotation locale du fluide autour de l'axe z .

$$\omega_z = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.17)$$

Cette grandeur met en évidence les zones pour lesquelles le fluide observe une rotation par rapport au point où elle est calculée. C'est donc le cas par exemple lors de la présence d'un tourbillon, mais aussi proche des parois à cause du cisaillement ou encore lors d'écoulements de fluides en sens contraire. Ces trois phénomènes sont présents dans notre cas d'étude.

Afin de différencier les zones tournantes dues à la présence d'un tourbillon de celles liées au cisaillement proche paroi, il existe le critère Q qui correspond au second invariant

du tenseur des gradients de vitesse. Dans le voisinage d'un tourbillon, ce critère sera positif et atteindra son maximum au centre du vortex. Dans le cas d'un ensemble de données planaires, la matrice des gradients de vitesse est de dimension 2×2 , et le critère Q s'exprime donc selon l'expression 2.18.

$$Q = \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.18)$$

Ainsi, un maximum positif local permet d'indiquer la position du centre d'un tourbillon, tandis que les valeurs négatives représentent des zones de l'écoulement où il peut y avoir du cisaillement, mais pas de tourbillon.

L'étude de ces paramètres dans certaines des régions précédemment énoncées va permettre de comprendre et caractériser les écoulements.

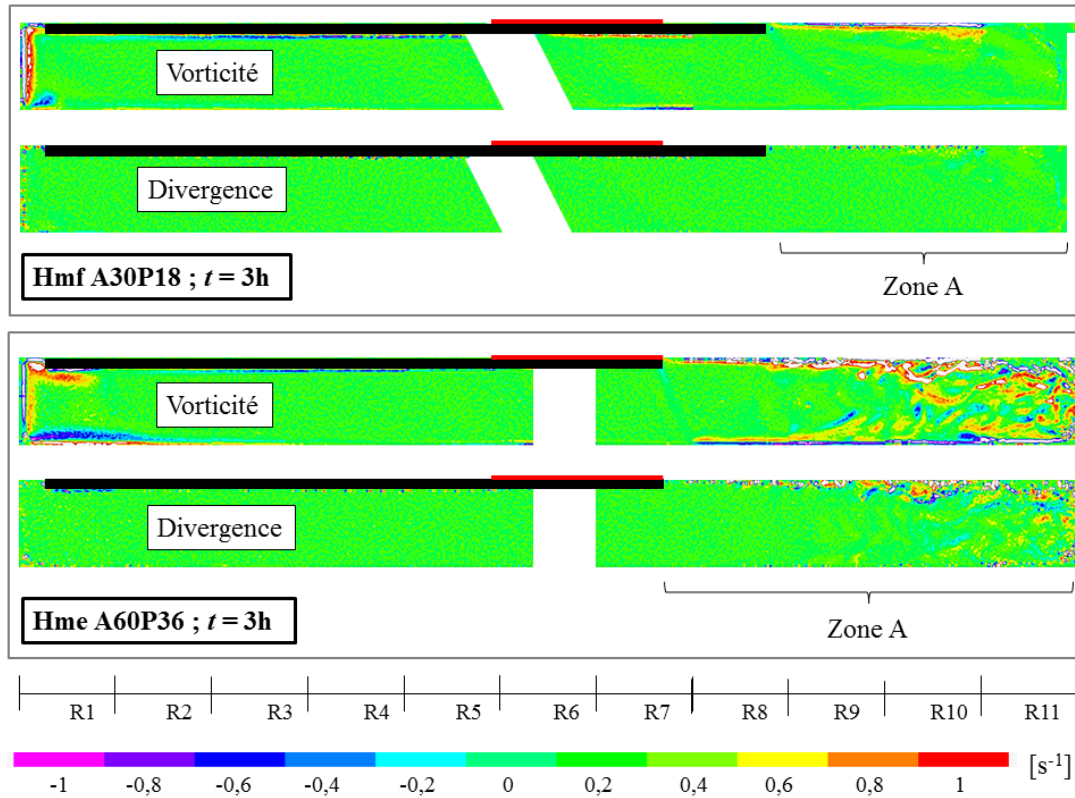
La zone A : le panache

Dans notre cas de figure, quelle que soit la configuration étudiée (plaque longue ou courte), il n'est pas possible d'observer la couche limite se développant le long de la partie chauffante du fait qu'elle est confinée dans le canal. Cette zone n'est donc pas visible avec le dispositif expérimental utilisé. Le panache résultant du développement de cette couche limite est cependant visible, et caractérise la zone A de notre écoulement (la trace du panache est clairement visible si l'on observe la vorticité du cas Hmf A30P18    $t = 3$ h montré figure 2.17).

La structure de l'écoulement dans cette zone va différer en fonction de l'angle d'inclinaison, de la puissance de chauffe et de la longueur de la plaque. La figure 2.17 illustre ces différences en observant la divergence et la vorticité dans le système à $t = 3$ h pour les cas Hmf A30P18 et Hme A60P36. En effet, on remarque que le premier est beaucoup moins désordonné que le second au niveau de la zone A. Pour ce qui est de Hmf A30P18, on remarque en observant la vorticité que le panache ascendant n'est presque pas perturbé. La zone de vorticité négative (zone bleue) indique le cisaillement entre l'écoulement ascendant et la paroi de par la condition de non glissement, tandis que la zone de vorticité positive (zone orang  e) représente le cisaillement entre le panache et le cœur de l'écoulement qui va dans l'autre sens. Aussi, les valeurs de la divergence sont globalement faibles et les valeurs plus élevées se situent toutes dans le panache. Il faut cependant interpréter avec soins ces données. En effet, les valeurs élevées de divergence peuvent aussi provenir d'un manque ponctuel de points, du fait de problèmes d'éclairages ou de présence de bulles par exemple. Pour ce cas, il est donc possible de conclure que l'écoulement est globalement 2D. En ce qui concerne le cas Hme A60P36, il est possible de voir que l'écoulement est très désordonné dans la zone A, impliquant un fort brassage dans cette partie du système. Les valeurs de la divergence laissent à penser que l'écoulement ne peut plus être considéré comme bidimensionnel dans ce type de configurations. Aussi, ce type d'écoulement présente un fort caractère instable et instationnaire, ayant pour conséquence la non répétabilité de cette structure d'écoulement à un moment donné.

Afin de pouvoir quantifier l'importance des phénomènes tridimensionnels présents dans le système, il aurait été intéressant de réaliser une expérience PIV avec un champ orthogonal à celui étudié dans ce cas. En effet, dans un plan (y, z) , la troisième composante de la vitesse serait révélée, permettant ainsi d'estimer son ampleur. Cependant, par manque de temps cette manipulation n'a pas été effectuée.

Pour permettre la comparaison des cas entre eux, la région R10 a été isolée puis post traitée à part pour différents cas (voir figure 2.9 pour localiser cette zone dans le système,

FIGURE 2.17 – Vorticité et divergence à $t = 3$ h pour les cas Hmf A30P18 et Hme A30P36

reportée également sur la figure 2.17). Cette région a été choisie car elle ne correspond pas encore à la butée du panache sur le haut du système, et est suffisamment éloignée de la sortie du canal pour les deux longueurs de plaque.

La figure 2.18 montre la valeur absolue du débit redescendant vers le bas dans la région R10 pour différents cas. Ces débits ont été calculés sur le champ moyen temporel (moyenne des profils sur les trois heures d'acquisition). Les cas Hme (plaque courte) apparaissant en noir et les cas Hmf (plaque longue) étant tracés en rouge, il apparaît que les débits sont plus faibles si la plaque est plus longue. Cela peut s'expliquer par la perte de charge plus importante générée par une longueur de canal supérieure. Il est également possible de constater que les cas chauffés avec une puissance plus faible (traits pointillés par rapport aux traits pleins) ont des débits inférieurs, ce qui est cohérent avec la force de la poussée d'Archimède qui est moindre si les températures sont moins élevées. Dans cette figure, le zéro de l'abscisse correspond au point initial de la zone R10. Les conclusions sont les mêmes si on calcule le débit en faisant la moyenne du débit descendant dans le champ à chaque instant. Moyenner de cette manière permet également de se rendre compte que le débit ne varie presque pas au cours du temps dans cette région de l'écoulement.

Les différences observées entre les cas Hme et Hmf en termes de débits se retrouvent également sur d'autres grandeurs. C'est le cas de la vitesse maximale atteinte dans le panache, qui est supérieure pour les cas Hme pour un même angle d'inclinaison et une même puissance. Dans le champ moyenné au cours du temps de cette région, les vitesses maximales pour les cas chauffés à 3600W/m^2 sont proches de 17 mm/s pour les cas Hme, tandis qu'elles varient plutôt autour de 15 mm/s pour les cas Hmf. De la même manière que le débit descendant, cette vitesse ne varie pas beaucoup au cours du temps.

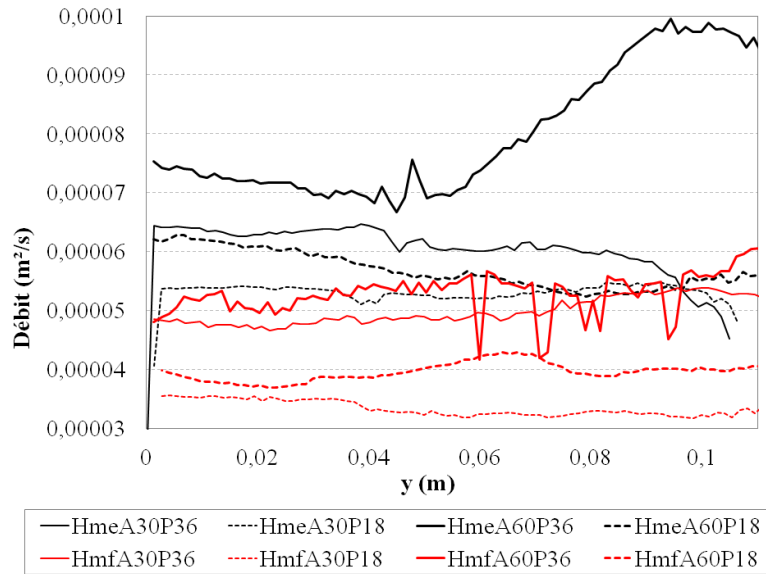


FIGURE 2.18 – Débit volumique moyen par unité de longueur descendant dans la région R10 pour différents cas

L'épaisseur du panache X_0 correspond à la distance entre la paroi et le point pour lequel la vitesse s'annule. Elle est tracée pour le champ temporel moyen en trait plein sur l'axe principal de la figure 2.19 pour les régions R9 et R10, le zéro de l'axe des abscisses correspondant au point initial de la région R9. Sur cette figure sont également tracés les débits en pointillés sur l'axe secondaire. On constate que l'épaisseur du panache augmente au fur et à mesure que l'écoulement se développe. Cela est attendu, du fait de l'entraînement du fluide environnant pour l'alimentation du panache. Néanmoins, il n'est pas possible de trouver les évolutions caractéristiques en $y^{2/5}$ pour un panache laminaire ou linéaire pour un panache turbulent comme définis en 1.2. Plusieurs explication sont possible quant à ces différences. Tout d'abord, les évolution mentionnées correspondent à des cas où le panache s'écoule dans un fluide au repos. Or dans notre cas, nous avons en vis à vis du panache un écoulement descendant du fait de la cavité fermée, ce qui peut modifier les profils de développement du panache. Par ailleurs, au démarrage du panache au niveau de la zone chauffée, l'écoulement est confiné dans le canal, et à cela s'ajoute la présence de l'écoulement inverse. L'épaisseur plus importante pour les cas Hme s'explique aussi par le fait que les régions R9 et R10 sont plus éloignées de la sortie du canal que pour les cas Hmf. Ainsi, le panache a plus le temps de se développer. On remarque également que les variations de débit ne suivent pas les mêmes tendances que l'évolution de l'épaisseur du panache, mais ces variations restent faibles. Comme pour les autres grandeurs précédemment mentionnées, l'épaisseur de panache moyenne dans le champ n'évolue pas de manière significative au cours du temps.

La zone B : l'écoulement inverse

Cet écoulement apparaît dans notre configuration, contrairement à l'étude précédente, car la zone chauffée est suffisamment proche de la sortie du canal pour que ce phénomène se mette en place. En effet, le volume de fluide au contact de la paroi chauffée voit sa masse volumique diminuer du fait de son échauffement créant ainsi un écoulement ascendant de

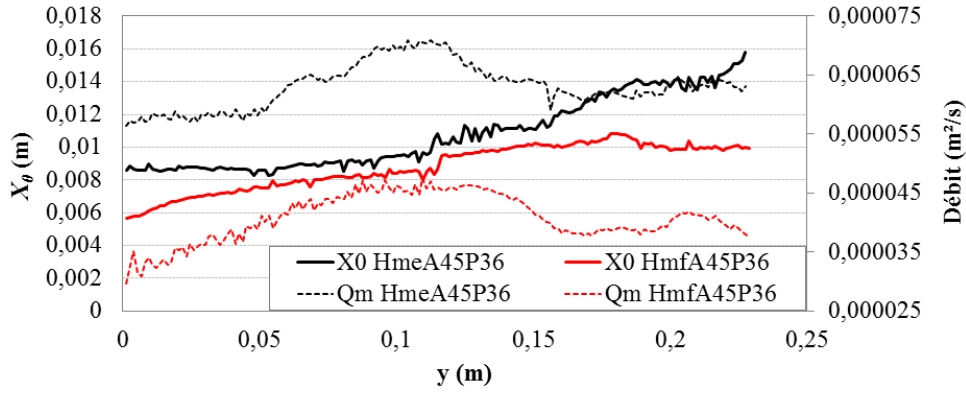


FIGURE 2.19 – Épaisseur moyenne du panache et débit pour les deux longueurs de plaque avec un angle de 45° et une puissance de 3600 W/m^2 dans les régions R9 et R10

fluide chaud. Pour venir alimenter cet écoulement confiné dans le canal, le fluide peut passer par le bas (redescendre tout en bas du système pour être aspiré en bas du canal) ou alors rentrer à nouveau par le haut. L'une ou l'autre (ou les deux) configuration va dépendre de la perte de charge engendrée par les chemins choisis. Dans notre cas, du fait de la proximité de la zone chauffée par rapport à la sortie du canal, mais aussi du rapport de forme et du nombre de Rayleigh (comme mentionné dans le chapitre 1.2), le fluide va préférentiellement rentrer par le haut du canal. Cet écoulement inverse est visible pour tous les cas expérimentaux, quel que soit l'angle, la puissance injectée ou la longueur de la plaque de stratification. Du fait de notre configuration expérimentale et du dispositif d'acquisition réalisé pour l'étude du système complet, il n'a pas été possible de mesurer des vitesses au sein du canal, car il n'y a pas de visibilité du fait du positionnement de la caméra qui n'est pas dans l'axe du canal. Il n'est donc pas non plus possible de quantifier avec précision l'importance du phénomène d'écoulement inverse. Une modification du banc (positionnement de la caméra adapté, nouveau système de maintien de la plaque de stratification) et de l'acquisition des données (zoom dans cette zone, engendrant une adaptation de tous les autres paramètres nécessaires pour une acquisition par PIV précise) pourrait néanmoins permettre cette quantification, mais elle n'a pas été mise en place dans le cadre de cette étude.

La mise en évidence de l'écoulement inverse est représentée sur la figure 2.20 par une photographie avec un temps d'exposition élevé des traceurs en sortie de canal. On y remarque également la présence de bulles car cette photo a été prise après trois heures de chauffe à 3600 W/m^2 .

La présence de bulles dans le système peut s'expliquer par différentes raisons. Tout d'abord, le fluide de travail utilisé est de l'eau osmosée, mais elle n'a pas été dégazée. Ce processus n'a pas été réalisé car, pour réinitialiser la température du système pour chaque nouvelle expérience à 20°C , nous sortions le fluide du système pour le placer dans une cuve avec un échangeur relié à un bain thermostaté. Or ce brassage généré par ces manipulations amènerait à dissoudre à nouveau des gaz dans l'eau, rendant inutile toute opération de dégazage. En outre, le remplissage de la cuve après initialisation des températures générerait également un bon nombre de bulles dans le système, dont la plupart étaient retirées mécaniquement à l'aide d'une fine baguette, afin de pouvoir retirer également celles présentes dans le canal (épais de 5mm). Compte tenu de la géométrie de la cuve, il était difficile d'avoir accès à toutes les zones pour retirer les bulles, et il en

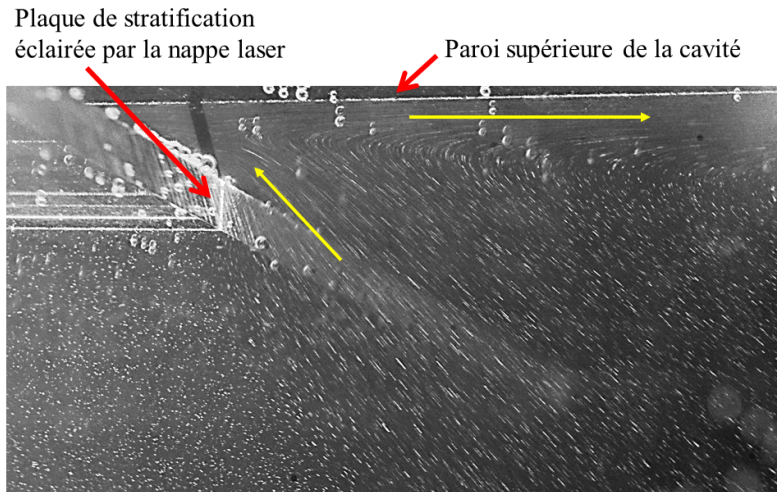


FIGURE 2.20 – Mise en évidence de l'écoulement inverse par photographie des traceurs en sortie de canal

restait donc parfois, surtout en bas du système. Or dans cette zone, les écoulements sont très lents et la température varie peu. L'influence des bulles initialement présentes sur les phénomènes dans cette zone est donc relativement limitée. Les bulles dérangeant le plus sont celles qui apparaissent dans la moitié haute du système au fur et à mesure de la chauffe.

Il est aussi intéressant de constater que, lorsque l'on fait varier l'angle d'inclinaison de la cavité, l'angle avec lequel le fluide se dirige vers la sortie du canal varie également en gardant une séparation avec le reste du fluide descendant presque horizontale comme le montre la figure 2.21. Cela est lié à la stratification thermique mise en place dans le système : suite à l'ascension du panache, le fluide est brassé dans toute la zone au dessus de la sortie du canal, créant une zone de température presque homogène. Par conséquent, lors de la mise en place de l'écoulement inverse, cette zone va donc se distinguer du reste du fluide en dessous de l'écoulement inverse, qui n'est donc pas chauffé par le panache.

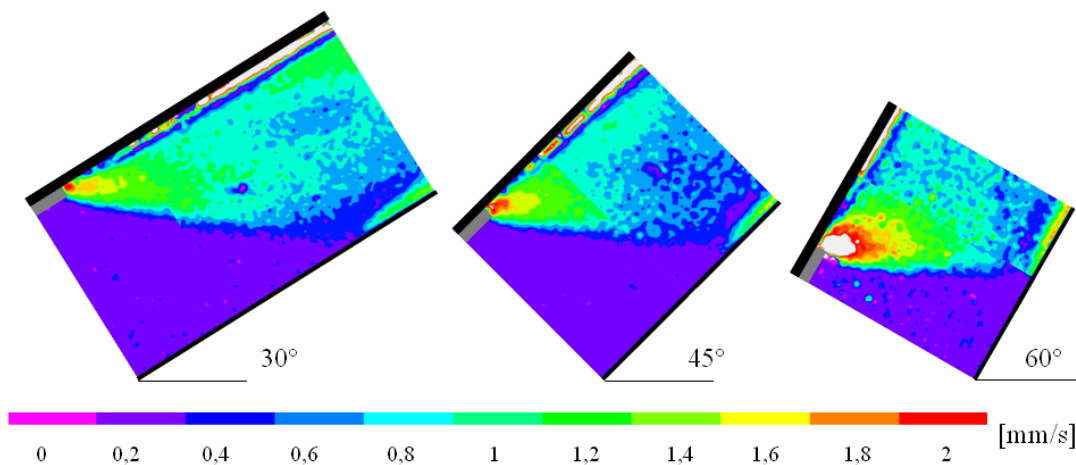


FIGURE 2.21 – Champ de module de vitesse pour les trois angles étudiés après 3h de charge pour la configuration Hme et un flux de 1800 W/m^2 , dans les régions R7 et R8

Compte tenu de la valeur de la divergence obtenue dans cette zone pour les différents cas (voir figure 2.17), nous pouvons en conclure que l'écoulement est bidimensionnel. La conservation des débits ligne par ligne ne peut pas vraiment s'effectuer dans cette zone du fait de la présence de l'écoulement inverse.

Afin de pouvoir mieux comprendre les phénomènes se déroulant dans cette zone au cours du temps, une expérience différente a été réalisée : la caméra était fixée à la sortie du canal, et une acquisition était faite toutes les trois secondes. Cette manipulation a permis de se rendre compte de l'apparition de phénomènes de montée rapide de vortex, qui peuvent s'expliquer soit par l'ascension de bulles provenant du canal et remontant vers la surface perturbant l'écoulement à la fois par leur présence et par leur sillage, soit par un régime de bouffée, soit par un cumul de ces deux phénomènes. La figure 2.22 représente les passages de ces structures tourbillonnantes par le tracé de la vitesse V en trois points de coordonnées a : ($x = 0,015$ m ; $y = 0,95$ m), b : ($x = 0,015$ m ; $y = 0,97$ m) et c : ($x = 0,015$ m ; $y = 0,99$ m) pour le cas Hmf A45P36. Du fait de l'abscisse choisie, ces points se trouvent hors du panache (voir figure 2.19 : l'épaisseur du panache pour le cas Hmf A45P36 ne dépasse pas 0,1 m dans les régions plus hautes que la sortie du canal), ce qui explique les vitesses négatives obtenues pour la partie non perturbée de l'écoulement. On remarque qu'au démarrage, l'écoulement est légèrement perturbé jusqu'à une heure (non affiché sur la courbe du fait de l'échelle des fluctuations par rapport à celles présentes par la suite) puis se stabilise avant de commencer à fluctuer à nouveau à partir de deux heures et demi de chauffe. Le signal extrait ici ne permet pas de déterminer une fréquence d'apparition bien définie du phénomène, ce qui rend impossible la détermination de l'origine de ces perturbations. En effet, il n'est pas possible dans ce cas de faire la distinction entre les tourbillons générés par bouffées et ceux engendrés par le passage d'une bulle. Le même type de comportement est observé pour le cas Hme A45P36, pour lequel une étude similaire a été réalisée.

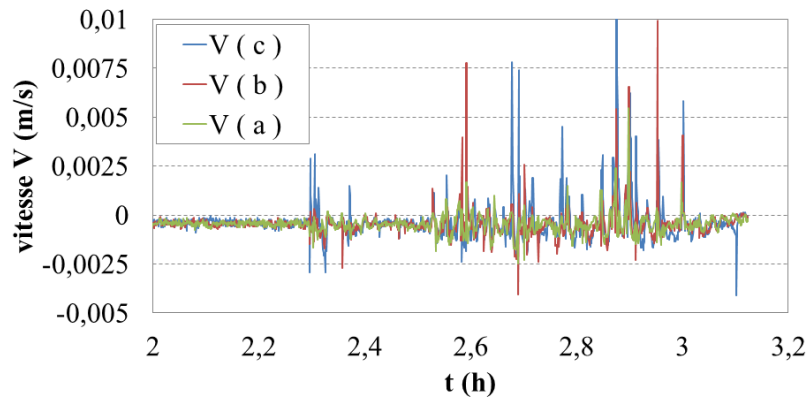


FIGURE 2.22 – Vitesse V en plusieurs points proches de la sortie du canal pour le cas Hmf A45P36

La zone C : descente du fluide

Dans cette zone, tout le fluide qui n'a pas participé à l'écoulement inverse en pénétrant dans le canal par le haut redescend vers le bas de la cavité. L'acquisition expérimentale pour cette zone a été effectuée au centre des régions R2, R3 et R5 indiquées figure 2.9 afin

de s'assurer d'être sous la plaque de stratification et hors de la zone d'ombre générée par le châssis inclinable sur lequel repose la cavité (cf. figure 2.4 et annexe B) quel que soit l'angle d'inclinaison du système, et de balayer une hauteur représentative du domaine.

La zone C est caractérisée par des vitesses lentes (autour du millimètre par seconde) se dirigeant vers le bas du système, avec une zone plus rapide proche de la paroi de la plaque de stratification. Ce phénomène peut s'expliquer par le fait que le fluide montant dans le canal est aspiré du bas de la cavité présentant une température inférieure, ce qui crée une sorte de couche limite froide de ce côté de la plaque. Cependant, aucune mesure de température dans ces zones de la manipulation n'a été effectuée, ce qui ne nous permet pas de valider cette hypothèse. Une autre explication viendrait du fait que le fluide emprunte le chemin le "plus court" pour retourner dans le canal.

Les vitesses moyennes dans chaque zone ont été calculées à partir des trois profils relevés sur les zones précédemment mentionnées. Ces valeurs ont été moyennées entre elles afin d'obtenir une valeur de vitesse globale descendant dans cette zone. A $t = 1$ h, il apparaît clairement que les valeurs de vitesses dans cette zone sont plus importante pour les cas Hmf que pour les cas Hme du fait de l'importance relative de l'écoulement inverse pour ces deux cas (il y a moins d'écoulement inverse pour Hmf donc plus de fluide redescendant vers le bas de la cavité). Cependant, aucune tendance ne peut être trouvée concernant l'influence de l'angle d'inclinaison ou la puissance de chauffe. A $t = 3$ h, il est encore possible de deviner que la vitesse moyenne de descente pour les cas Hmf est plus important que pour les cas Hme, mais il n'est toujours pas possible de distinguer un comportement défini selon l'angle et la puissance de chauffe. On retrouve cette tendance également si l'on moyenne dans le temps les champs de vitesse dans la région R5 isolée des autres. Après une heure de chauffe, on trouve globalement pour les cas Hmf des valeurs autour de 1,2 mm/s; tandis que pour les cas Hme les valeurs sont plutôt proches de 0,7 mm/s. Compte tenu des valeurs de la divergence obtenues dans cette zone (voir la figure 2.17), il est possible d'en conclure que l'écoulement dans cette zone est globalement bidimensionnel.

Il est possible de remarquer plusieurs distinctions entre les cas à plaque courte (Hme) et à plaque longue (Hmf) concernant les phénomènes présents dans la zone C. En effet, dans les cas où la plaque de stratification est plus longue, on remarque l'apparition d'une couche limite secondaire se développant le long de la plaque côté cavité, comme illustré sur la figure 2.23. Cela est lié à la conductivité du PMMA : le fluide chaud dans le canal lui cède une partie de sa chaleur qui est transmise à l'autre côté par conduction et venant ainsi réchauffer le fluide plus froid. Cette zone montante va à l'encontre du reste de l'écoulement qui redescend dans cette zone, créant ainsi du cisaillement et du brassage.

Ce phénomène est également observable à plus petite échelle pour certains cas Hme (dans la région de visualisation R7 à la fin de la plaque), mais n'a pas d'influence sur l'écoulement dans cette zone. En effet, seulement une petite partie (0,2 m) est en vis à vis de l'écoulement chauffé dans le canal, contrairement à 0,35 m pour les cas Hmf.

Une autre particularité des cas Hmf est l'apparition de grandes structures tourbillonnantes comme le montre la figure 2.24. Ces phénomènes apparaissent surtout dans les cas de chauffe importante (3600 voire pour certains cas 2700 W/m²). On remarque que la divergence est peu affectée par ces structures, ce qui permet de dire qu'elle sont globalement bidimensionnelles. En revanche, la vorticité met en avant les cisaillements liés à la présence de ce phénomène.

L'origine de ce phénomène reste encore inconnue, car l'échantillonnage des données dans cette zone ne permet pas de suivre l'évolution temporelle (la résolution temporelle

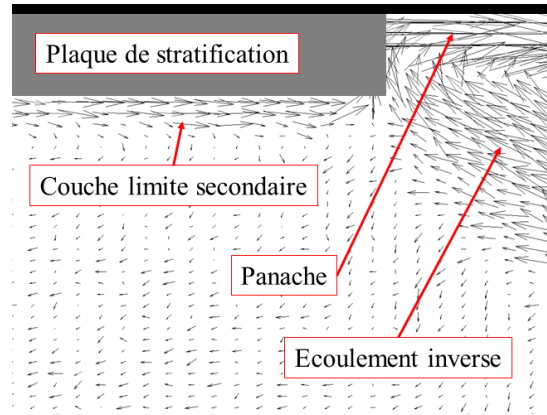


FIGURE 2.23 – Mise en évidence de la couche limite secondaire pour le cas Hmf A30P18 à $t = 1$ h (zoom à la sortie du canal, région R7)

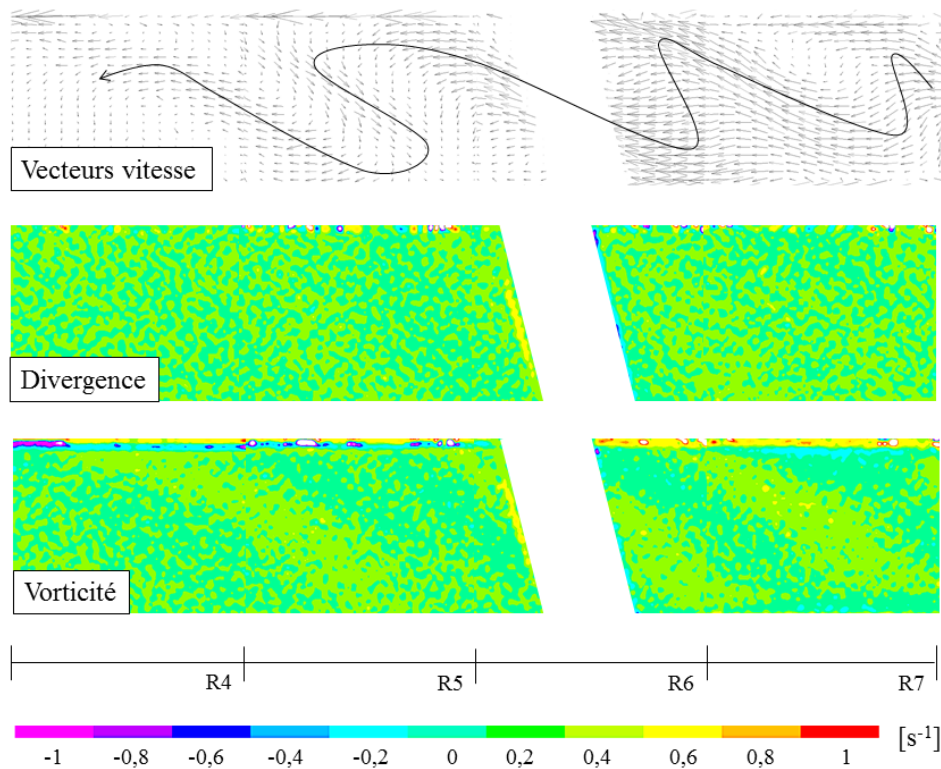


FIGURE 2.24 – Mise en évidence des structures tourbillonnaires dans la zone de descente du fluide

n'est pas suffisante) et spatiale des ces structures. Il ne peut donc pas être expliqué avec les résultats tels que nous les avons. Cependant, si cette zone était prise avec un temps d'acquisition plus court et uniquement sur la zone du bas de la cavité, il serait possible d'expliquer l'origine et le comportement de ces structures. On peut néanmoins supposer que ces phénomènes proviennent d'instabilités dans le panache (qui se met parfois à "battre") qui se propagent vers le bas de la cavité et sont amplifiées par l'écoulement inverse. Il y a par ailleurs le "conflit" entre la zone de fluide montant (couche limite secon-

daire) et le reste du fluide descendant ainsi que l'écoulement inverse, qui peut tendre à créer des vortex qui seront ensuite convectés vers le bas de la cavité du fait de l'écoulement descendant global dans la zone C.

La zone D : l'aspiration en bas

Dans cette zone, les phénomènes sont également différents s'il s'agit des cas Hme (plaque courte) ou Hmf (plaque longue). La figure 2.25 montre les phénomènes qui se déroulent de manière caractéristique (mais pas systématique) dans cette zone pour les cas Hme et Hmf après trois heures de chauffe, si l'on considère expérimentalement la région R1 (région PIV tout en bas de la cavité). Les phénomènes au début de la chauffe ne sont pas les mêmes, mais se mettent en place aux alentours d'une heure après le début de la chauffe pour donner des écoulements globaux qui correspondent aux tracés de ces figures.

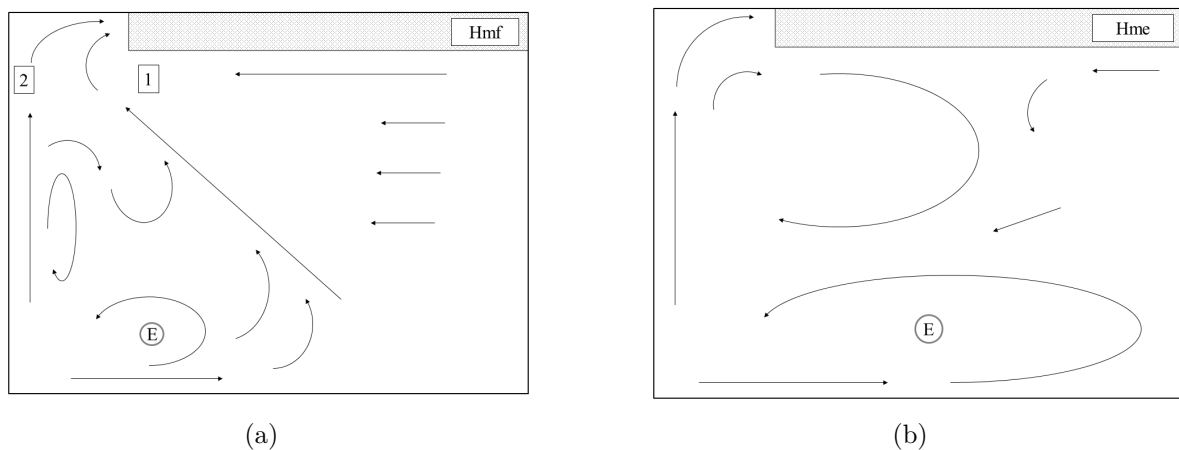


FIGURE 2.25 – Phénomènes caractéristiques de la zone D aux alentours de 3 h de chauffe pour les cas (a) Hmf et (b) Hme

Pour ce qui est du cas Hmf représenté figure 2.25(a), on peut observer tout d'abord que le fluide rentre dans le canal par deux endroits principaux : (1) une aspiration par l'écoulement moyen descendant et (2) une alimentation par un courant venant le long de la paroi basse. Ces deux courants menés vers l'entrée du canal créent un ensemble d'effets de bords dans le coin inférieur. Il est notamment possible de remarquer le tourbillon (E) qui se met en place dans cette zone. Au démarrage de l'écoulement, ce tourbillon peut avoir une plus grande importance, en sortant même de la région R1 pour remonter plus haut dans la cavité. Néanmoins, l'écoulement moyen descendant tend à s'opposer à ce phénomène, qui reste donc au bout d'un certain temps confiné à la partie la plus basse du système. Ainsi, ces phénomènes de bord n'ont pas d'influence majeure sur le comportement global du système.

En ce qui concerne le cas Hme, au départ le tourbillon E n'est pas présent, et les aspirations (1) et (2) représentées sur la figure 2.25(a) sont quasiment confondues. Cependant, après un certain temps, l'écoulement prend la forme représentée figure 2.25(b). Le tourbillon E a souvent une taille importante en hauteur (il sort souvent de la région d'observation R1), mais relativement faible en épaisseur. Un autre tourbillon contra-rotatif est généré au dessus, proche de la zone d'aspiration.

Lorsque l'on s'intéresse à la divergence de la vitesse dans cette région, on constate souvent qu'elle est très faible, ce qui laisse penser que les écoulements dans cette zone sont globalement bidimensionnels, comme cela peut être observé sur la figure 2.17. Le problème de cette zone est qu'il s'agit de la butée de la caméra et du laser (zone de contact avec le capteur fin de course). Ainsi, c'est dans cette zone que les vibrations sont les plus fortes. Par ailleurs, les vitesses sont post traitées en faisant la corrélation entre les deux paires d'images. Il en résulte souvent des valeurs faussées par les vibrations (par exemple l'ajout d'un vecteur vitesse à la globalité du champ). De nombreux résultats sont donc faussés par ce biais. Cependant, il est visuellement possible d'estimer les tendances.

Évolution au cours du temps et lien avec la stratification

Dans notre étude, le régime permanent n'est jamais atteint (faibles pertes thermiques, grand volume d'eau à chauffer, etc), ce qui amène une variation des paramètres et de l'écoulement au cours du temps. Aussi, comme cela a été mentionné précédemment, les phénomènes de thermique et de mécanique des fluides étant couplés, il est possible de faire le lien entre la caractérisation des écoulements et la stratification thermique obtenue à l'aide des thermocouples.

De manière générale, on peut regrouper les cas Hme et les cas Hmf en termes de comportements globaux, mais il est également possible de considérer les changements qui ont lieu au sein du système au fur et à mesure de la chauffe.

Comparaison des cas Hmf (plaque longue) et Hme (plaque courte)

Pour les cas Hme, les vitesses sont plus élevées dans les zones A et B (car la zone de panache est plus grande) et moins importantes dans la zone C (car l'écoulement inverse est plus important) par rapport aux cas Hmf pour les mêmes angles et les mêmes puissances injectées. Le brassage plus important dans les zones supérieures et la plus importante circulation du fluide dans ces zones explique la température plus élevée observée par rapport aux cas avec une plaque de stratification plus longue. Aussi, les plus faibles vitesses dans la zone de redescende (liées à l'importance relative de l'écoulement inverse) impliquent que le fluide en partie basse va être moins vite affecté par les autres phénomènes, ce qui explique pourquoi les températures en partie basse dans les cas Hme sont plus faibles que pour les cas Hmf. Cela justifie les résultats trouvés en termes de stratification dans la partie 2.3.

Variations au cours du temps

Pour ce qui est de l'évolution au cours du temps, les vitesses moyennes dans la zone C diminuent d'un peu plus de 80 % entre 1h et 3h de chauffe comme le montre la figure 2.26, alors que dans la zone A (au dessus de la plaque), il n'y a pas de grandes variations de débit descendant au cours du temps. Cela signifie que l'écoulement inverse a une importance relative de plus en plus grande avec le temps car tout ce qui ne redescend pas mais continue à circuler en haut est donc réintroduit dans le canal (aux erreurs liées aux effets de l'écoulement tridimensionnel près). On remarque néanmoins, comme constaté lors de la description de l'écoulement en zone C, que les vitesses descendantes sont plus importantes au début pour les cas Hmf, mais cette différence s'amenuise avec le temps. A terme, le risque de ce genre de tendance est le bouclage du fluide uniquement en partie haute, ce qui pourrait engendrer une sorte de volume mort en bas de la cavité qui ne serait pas valorisé pour le stockage de la chaleur.

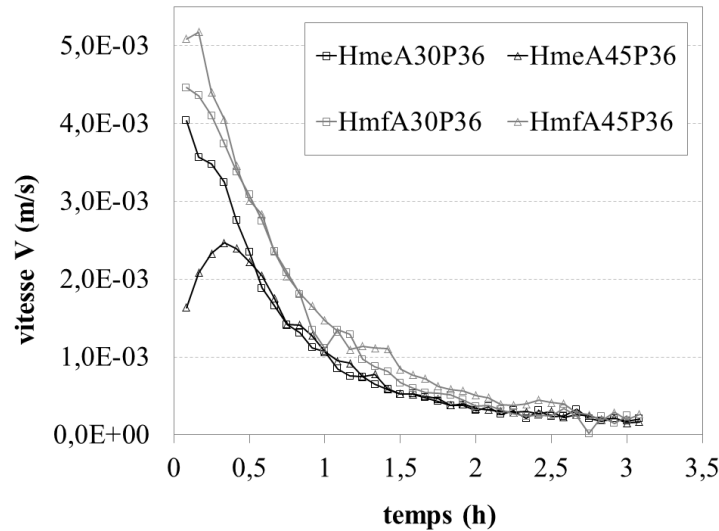


FIGURE 2.26 – Évolution de la vitesse moyenne dans le champ au cours du temps dans la région R5 (zone C)

Ainsi, le phénomène d'écoulement inverse est responsable de la bonne stratification des températures au sein du réservoir, mais il comporte également le risque de générer un volume mort important et donc non valorisable de stockage sous la zone d'échange de chaleur en limitant le phénomène de bouclage global dans le système complet. L'enjeu est donc de pouvoir conserver et mettre en place une bonne stratification des températures tout en permettant au fluide de circuler dans la globalité du système.

2.4.2 Détermination du régime de l'écoulement

Le régime d'écoulement est d'abord estimé par le calcul de grandeurs typiques et caractéristiques d'écoulements telles que le nombre de Reynolds pour la convection forcée et le nombre de Rayleigh pour la convection naturelle. Pour un cas tel que le notre où le rapport de forme est important, le système est incliné et la chauffe est partielle et à flux imposé, il a été mentionné dans la partie 1.2 qu'il existe plusieurs manières de déterminer ces paramètres selon la prise en compte ou non des caractéristiques du cas d'étude. Cependant, il est possible de noter que les valeurs du nombre de Rayleigh calculées pour notre cas sont supérieures à 10^{10} , ce qui correspond à la fin de la zone de régime laminaire et au début de l'écoulement turbulent. La simple détermination de nombres adimensionnels ne permet donc pas de conclure sur la question. Une analyse statistique plus poussée est donc nécessaire. Dans ce cas, l'approche générale consiste à décrire le vecteur vitesse selon la décomposition de Reynolds, dans notre cas en 2D pour les deux composantes de vitesse observables, donné par les équations 2.19 et 2.20 dans le cadre d'un écoulement en régime établi :

$$u(t) = \langle u \rangle_t + u'(t) \quad (2.19)$$

$$v(t) = \langle v \rangle_t + v'(t) \quad (2.20)$$

où $\langle x \rangle_a$ représente la moyenne selon la variable a de la grandeur x concernée, et x'

sa fluctuation autour de cette moyenne. Le champ des fluctuations de vitesse est donc obtenu en soustrayant à chaque champ de vitesse la moyenne temporelle déterminée.

Afin de déterminer le régime de l'écoulement malgré le manque de sonde (l'étalonnage et le fonctionnement de la sonde anémomètre à fil chaud n'ayant pas été concluants pour notre cas d'étude), plusieurs manipulations et calculs ont été effectués. En effet, pour chaque configuration (Hme et Hmf), pour un angle de 45° et une puissance injectée de 3600 W/m^2 , deux manipulations supplémentaires ont été réalisées : une de visualisation de l'écoulement à l'aide de fluorescéine, et une autre où la caméra restait fixe à la zone de sortie du canal et pour laquelle la fréquence d'acquisition était de 1 paire d'images toutes les trois secondes.

Ces expériences ont permis de compléter les données déjà obtenues par les autres manipulations effectuées pour toutes les configurations étudiées. Par ailleurs, dans les autres configurations étudiées selon la procédure expliquée en 2.2, nous avons isolé la région R10 pour les post traitements car elle était à la fois suffisamment loin de la sortie du canal pour les deux configurations (Hmf et Hme) afin de ne pas être influencée par l'écoulement inverse, et suffisamment loin du haut de la cavité pour ne pas être influencée par les effets de bord liés à l'impact du panache en partie haute du système. Dans nos post traitements, la zone du panache a été séparée du reste de l'écoulement (partie descendante) car les ordres de grandeurs des vitesses sont très différents, et le nombre de points dans cette zone n'est en général pas suffisant pour obtenir des statistiques de qualité pour les calculs souhaités. Néanmoins, il aurait été intéressant de zoomer dans le panache afin de pouvoir déterminer les statistiques de l'écoulement dans cette zone et ainsi pouvoir peut être conclure sur le régime de l'écoulement.

Visualisation de l'écoulement

Comme mentionné précédemment, une manipulation avec injection d'un colorant (la fluorescéine) a été réalisée afin de permettre de visualiser l'écoulement. L'injection a été faite à l'aide d'un pousse seringue, et la sortie du tuyau injectant le fluide se trouvait en partie basse du système, proche de l'entrée du canal. Ces manipulations avaient pour but une approche qualitative d'observation des phénomènes dans le système, et une mise en parallèle avec les résultats de la PIV. Les photos de la figure 2.27 permettent de voir les résultats obtenus pour les deux cas.

Tout d'abord, il est possible de remarquer le caractère désordonné de l'écoulement dans la partie haute du système (au dessus de la plaque de stratification - zones A et B), la zone C étant plus calme. Néanmoins, la présence de volutes et de perturbations dans l'écoulement ne signifie pas non plus pour autant que ce dernier est turbulent. Ces observations ne permettent donc pas non plus de conclure sur le régime de l'écoulement.

Cependant, ces visualisations mettent en avant la zone B présentant l'écoulement inverse : seul très peu de colorant redescend dans la partie basse.

Calcul de l'intensité de turbulence

L'intensité de la turbulence est définie telle que :

$$IT = \frac{u'_{RMS}}{\bar{u}} \quad (2.21)$$

où u'_{RMS} est la moyenne quadratique des fluctuations de vitesse (RMS pour l'anglais "root mean square") définie par l'expression $u'_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum u_n'^2}$.

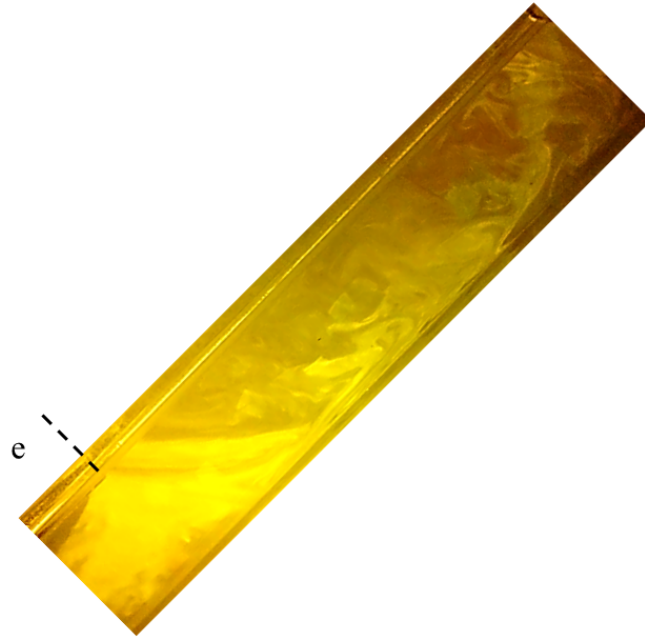


FIGURE 2.27 – Photo d’une visualisation de l’écoulement mis en avant à l’aide de fluorescéine pour le cas HmeA45P36

Les niveaux de turbulence bas sont autour de 1-2 % et peuvent être rencontrés dans des souffleries. Une intensité turbulente moyenne est en général autour de 5 % tandis qu’une forte intensité de turbulence dépasse les 10 %. Néanmoins, dans le cas d’écoulements à vitesse moyenne faible, ce rapport peut donner des résultats qui ne correspondent pas forcément aux valeurs attendues ou communément admises.

La figure 2.28 présente les résultats obtenus pour la vitesse V dans le cœur de l’écoulement (partie descendante) en moyennant les profils dans le temps et l’espace pour la région R10. De manière générale, les niveaux trouvés sont très faibles et ne dépassent que très rarement les 2 %. On remarque que l’intensité de turbulence a tendance à augmenter en se rapprochant du panache. Ce comportement est aussi observé pour des cas de chauffe plus faible.

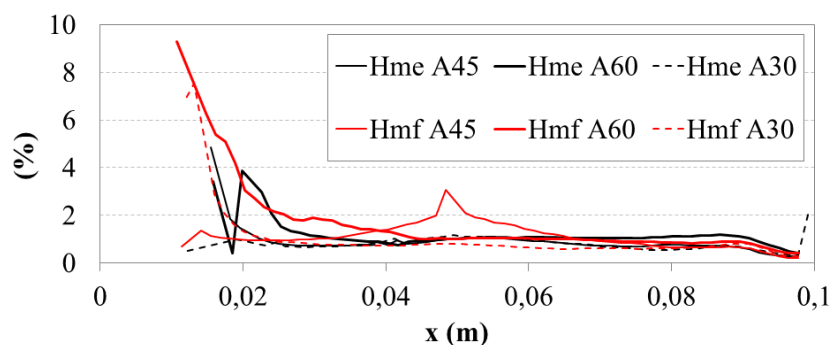


FIGURE 2.28 – Intensité de turbulence de vitesse V (moyenne en temps et en espace) pour une puissance de chauffe de 3600 W/m^2 à différents angles dans la région R10

Les valeurs obtenues ne permettent pas de conclure sur le régime de l’écoulement à

l'aide de ce seul paramètre.

Calcul du nombre de Reynolds basé sur l'échelle de Taylor

Dans un écoulement de turbulence établie, homogène et isotrope, l'échelle de Taylor λ_{Taylor} caractérise la zone inertielle. Sa détermination permet l'évaluation du nombre de Reynolds turbulent R_λ défini tel que :

$$R_\lambda = \frac{u_{sd}\lambda_{Taylor}}{\nu} \quad (2.22)$$

avec $u_{sd} = \sqrt{(\langle \tau_{xx} + 2\tau_{yy} \rangle)/3}$ et λ_{Taylor} donné par : $\lambda_{Taylor} = \sqrt{15u_{sd}^2\nu/\varepsilon}$, où ε est la dissipation.

τ_{xx} et τ_{yy} correspondent aux composantes du tenseur de Reynolds et sont déterminées par :

$$\tau_{xx} = \left\langle (u - \langle u \rangle_{t,x})^2 \right\rangle_{t,x} \quad (2.23)$$

$$\tau_{yy} = \left\langle (v - \langle v \rangle_{t,x})^2 \right\rangle_{t,x} \quad (2.24)$$

En convection naturelle, la dissipation est donnée par la relation suivante :

$$\varepsilon = \frac{\varphi \cdot a \cdot g \cdot \cos(\theta)}{C_P} \quad (2.25)$$

Compte tenu des cas étudiés, nous obtenons des valeurs entre $3,1 \times 10^{-7}$ pour les cas A60P18, et $1,08 \times 10^{-6}$ pour les cas A30P36. Ces valeurs augmentent lorsque l'angle diminue et que la puissance injectée augmente.

Le tableau 2.9 présente les résultats obtenus dans la région R10, les cas Hmf étant indiqués en italique pour les différencier des cas Hme.

P36	$\lambda_{Taylor}(m)$		R_λ	
	hors panache	panache	hors panache	panache
Hme A30	0,0015	0,0022	0,67	1,52
<i>Hmf A30</i>	<i>0,0013</i>	<i>0,0022</i>	<i>0,52</i>	<i>1,52</i>
Hme A45	0,0021	0,0023	1,23	1,55
<i>Hmf A45</i>	<i>0,0016</i>	<i>0,0027</i>	<i>0,74</i>	<i>2,15</i>
Hme A60	0,0029	0,0038	2,02	3,43
<i>Hmf A60</i>	<i>0,002</i>	<i>0,0031</i>	<i>0,99</i>	<i>2,3</i>

TABLE 2.9 – Echelle de Taylor et nombre de Reynolds basé sur cette échelle pour différents cas chauffés à 3600 W/m²

Il est possible de remarquer que dans tous les cas, les valeurs dans le panache sont supérieures aux valeurs hors panache, ce qui est logique compte tenu des valeurs de vitesse plus grandes dans cette zone. Aussi, pour une même longueur de plaque, les valeurs augmentent si l'angle d'inclinaison augmente. Ces deux tendances sont également observées à des puissances plus faibles, et la diminution de la puissance engendre en général une baisse de la valeur des paramètres.

Il est également intéressant de constater que l'échelle de Taylor dans la zone hors panache est toujours inférieure au double de la longueur de la fenêtre d'interrogation. En effet, dans le cadre de notre post traitement, la fenêtre d'interrogation est un carré de 0,0014 m de long. Or pour pouvoir capter convenablement les phénomènes liés à l'échelle de Taylor, il faudrait que celle-ci soit mesurée par au minimum deux fenêtres. Compte tenu des valeurs calculées, ce n'est pas le cas dans notre configuration.

En théorie, l'écoulement présente une zone de turbulence inertielle (séparation des échelles) pour des valeurs de $R_\lambda \gtrsim 28$. Néanmoins, il est difficile d'observer des comportements significatifs sous les valeurs de $R_\lambda = 200$ [138]. Dans notre cas, on remarque que les valeurs de R_λ ne dépassent jamais la valeur critique, ce qui signifie que nous ne sommes pas en présence d'un régime de turbulence inertielle.

Calcul des fonctions de structures spatiales d'ordre 2

Dans le cas d'une turbulence homogène et isotrope, la théorie prédit un comportement pour les incréments de vitesse. Les fonctions de structure spatiales d'ordre 2 sont calculées sur le champ des fluctuations de vitesses par les expressions suivantes :

$$S_{2,U} = \langle (u'(x + l_x, t) - u'(x, t))^2 \rangle \quad (2.26)$$

$$S_{2,V} = \langle (v'(y + l_y, t) - v'(y, t))^2 \rangle \quad (2.27)$$

où l_x et l_y sont la longueur des échelles considérées dans la direction liée à la vitesse concernée.

Dans le cadre d'une turbulence établie, homogène et isotrope, ces fonctions de structure ne dépendent que du taux de dissipation [138], et évoluent en une loi à la puissance 2/3.

La figure 2.29 montre les résultats obtenus pour différents cas dans la région R10 dans la zone hors panache. Des profils ont également pu être obtenus dans le panache, mais le manque de points fait qu'ils ne sont pas convergés.

Il est possible de remarquer que, dans le cas de la vitesse V - direction privilégiée de l'écoulement - les courbes ne suivent pas la pente en 2/3 (courbe bleue). Cela paraît logique compte tenu des valeurs du R_λ déterminées précédemment. Pour ce qui est des vitesses U , il semble que dans certains cas les courbes se rapprochent de cette pente. Néanmoins, cela ne suffit pas pour en conclure de l'existence d'un régime turbulent. En effet, ce comportement peut être dû à un biais de l'évaluation de la valeur de la vitesse moyenne, qui se répercute donc sur les fluctuations de vitesse : notre écoulement ne se produisant pas en régime permanent, les valeurs de vitesses sont amenées à varier au cours des trois heures de l'expérimentation.

Ainsi, l'évaluation des fonctions de structure d'ordre 2 ainsi que l'observation de leur tendance conforte la conclusion précédente : dans les cas étudiés, nous ne sommes pas en présence d'un régime de turbulence établie.

Conclusion sur le régime de l'écoulement

Compte tenu de toutes les méthodes présentées précédemment, on peut tout d'abord conclure que le régime de l'écoulement ne peut plus être considéré comme laminaire dans certains cas, notamment dans la région R10 pour des cas chauffés à forte puissance. Néanmoins, en prenant en considération les valeurs du nombre de Reynolds basé sur l'échelle de Taylor, il semblerait qu'un régime turbulent ne soit pas établi, car il n'y a pas

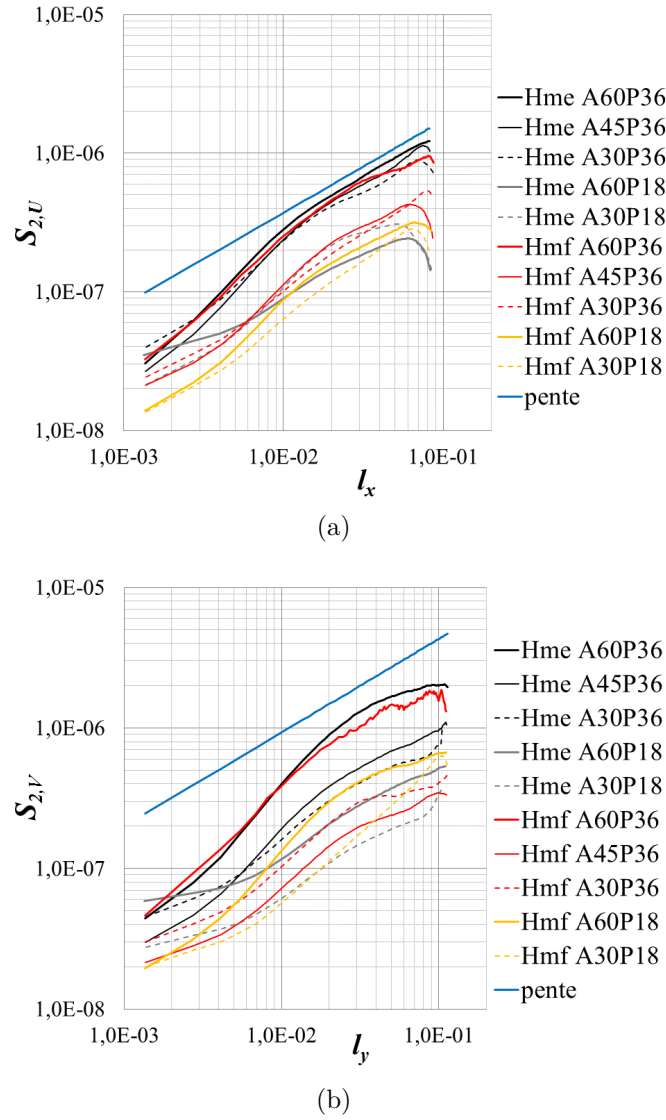


FIGURE 2.29 – Fonctions de structure d'ordre 2 pour différents cas dans la région R10 hors panache pour (a) la vitesse U et (b) la vitesse V

de séparation des échelles dans la zone hors panache (région R10). Il serait néanmoins intéressant de réaliser des études supplémentaires du panache (zoom de cette zone) pour pouvoir réaliser des statistiques convenables et pouvoir trancher de manière certaine sur les phénomènes présents dans les différentes configurations étudiées.

Compte tenu de l'échantillonnage des données et du fait que les statistiques soient réalisées sur un écoulement n'ayant pas atteint le régime permanent, ces données ne peuvent pas prédire exactement les phénomènes étudiés, mais peuvent donner des tendances. En effet, en analysant les données sur la zone de sortie du canal (début du panache et écoulement inverse), on observe des valeurs de R_λ plus faibles, ce qui laisse à penser que l'écoulement s'éloigne du régime turbulent dans cette zone.

Ainsi, on peut conclure que lorsque l'on monte dans la cavité, l'écoulement devient plus perturbé (zone A), mais que pour les autres zones (B, C et D), l'écoulement s'éloigne du régime turbulent. Il se pourrait que ces statistiques varient au cours du temps, mais les données mesurées ici ne permettent pas de se rendre compte de l'importance de ce

facteur.

2.5 Conclusion

En conclusion de ce chapitre, nous avons pu observer et expliquer globalement les phénomènes se produisant dans une cavité fermée et chauffée au milieu de la paroi supérieure avec un flux imposé. Cela s'est fait grâce à l'acquisition de différentes grandeurs comme les températures à l'aide de thermocouples, ou les champs de vitesses grâce à la PIV. Les expérimentations ont duré trois heures pour la plupart, et les paramètres qui ont été modifiés sont les suivants : la densité de flux imposée (1800, 2700 et 3600 W/m²), l'angle d'inclinaison (30, 45 et 60 °) et la longueur de la plaque de stratification (une plus courte s'arrêtant à la fin de la zone chauffée, donc à $y = 0,75$ m, et l'autre plus longue s'arrêtant à $y = 0,9$ m).

En comparaison avec un même système chauffé en bas, la stratification thermique est nettement améliorée : la première ne dépasse pas 5 °C entre le haut et le bas de la cavité après trois heures de chauffe dans le meilleur des cas (chauffe à 5400 W/m² à une inclinaison de 30 °) ; tandis que dans le cadre de la présente configuration pour le même temps de chauffe et la même inclinaison, la différence de température maximale s'approche de 23 °C pour le cas avec la plaque la plus courte, pour une chauffe à 3600 W/m². La stratification s'améliore pour les cas avec la plaque plus courte, et lorsque l'on réduit l'angle et augmente les puissances de chauffe.

L'étude de l'écoulement a révélé des zones présentant des comportements distincts. Globalement, l'écoulement peut être considéré comme bidimensionnel, à part pour la partie haute (au dessus de la sortie du canal) où des phénomènes 3D se produisent pour les cas chauffés avec de plus grandes puissances. En plaçant la zone de chauffe plus haut dans le système, cela tend à réduire les forces de poussées (moteur thermique) ; mais la proximité de cette zone chauffée de la sortie du canal généré par la plaque de stratification engendre l'apparition d'un écoulement inverse (fluide rentrant à nouveau par la partie haute du canal) pour tous les cas expérimentaux testés. Ce phénomène est le principal responsable de la grande différence de température obtenue entre le haut et le bas du présent système. De plus, ce phénomène augmente au cours du temps, ce qui diminue la circulation globale du fluide dans le système et pouvant donc conduire à la création d'un volume mort important sous la zone de chauffe.

Afin de maximiser l'utilisation de la globalité du stockage, il conviendrait donc de pouvoir limiter l'écoulement inverse pour favoriser la circulation vers le bas de la cavité, tout en gardant une bonne stratification par le fait des faibles vitesses observées, limitant le brassage du fluide.

Chapitre 3

Modélisation numérique de la cavité

Dans ce chapitre, nous nous intéressons à la simulation numérique par CFD de l'écoulement étudié expérimentalement dans le but d'optimiser son fonctionnement. Nous utilisons ANSYS Workbench V12.0, avec les outils à disposition pour toute la mise en place des cas à étudier : Design Modeler pour la géométrie, Meshing pour le maillage, CFX pour la résolution et CFDPost pour le post traitement.

Nous allons dans un premier temps introduire certains concepts propres à la CFD tels que des paramètres pour le choix du maillage, de la convergence spatiale ou temporelle. Cela permettra par la suite de les utiliser dans différents cas étudiés. Ensuite, nous étudierons différents modèles CFD (maillages, pas de temps, hypothèses et description de l'écoulement) afin de déterminer lequel peut reproduire le plus fidèlement possible les écoulements observés lors de l'expérience et présentés dans le chapitre précédent. Puis, une fois cette configuration fixée, nous étudierons l'influence de la variation de différents paramètres sur la stratification et les écoulements au sein de la cavité, avec pour objectif de l'optimiser.

3.1 Généralités sur la CFD

Une description des différentes approches de modélisation numérique des fluides (CFD de l'anglais *Computational Fluid Dynamics*) a déjà été réalisée dans la section 1.3. Dans cette partie, nous nous concentrons donc plus spécifiquement sur les particularités liées au logiciel, et nous intéressons aux équations résolues et aux hypothèses utilisées.

3.1.1 Maillage et pas de temps

Généralités

Le solveur CFX utilise la modélisation en volumes finis, ce qui signifie que les équations gouvernant le fluide sont intégrées dans un volume de contrôle défini par la discrétisation spatiale du domaine d'étude (le maillage). C'est la raison pour laquelle les solutions sont dépendantes de la qualité et de la taille du maillage. De cette manière, les quantités voulues (masse, moment, énergie) sont conservées au sein de chaque volume de contrôle. La figure 3.1 représente les éléments et les nœuds tels qu'ils sont utilisés par le solveur (la troisième dimension n'est pas spécifiée dans ce cas). Les nœuds stockent les variables des équations résolues dans le modèle utilisé ainsi que les propriétés du fluide.

Cette méthode de résolution implique pour les problèmes bidimensionnels l'utilisation d'une maille dans la troisième dimension pour garder la même formulation (volume de

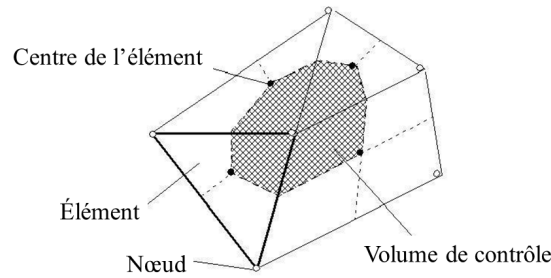


FIGURE 3.1 – Schéma d'un ensemble d'éléments de maillage de largeur unité [19]

contrôle). Pour respecter l'hypothèse 2D, des conditions de symétrie sont imposées aux faces correspondant à la troisième dimension. L'utilisation de modèles bidimensionnels est validée par les conclusions de la partie 2.4, car dans plus des deux tiers de l'expérimentation, l'écoulement est plutôt bidimensionnel. Ce n'est que dans la partie haute de la cavité que l'écoulement a un comportement plus perturbé.

Lien entre les discrétisations spatiale et temporelle

Comme mentionné précédemment, le caractère instationnaire de notre écoulement engendre une discrétisation temporelle qui doit également être adaptée. En effet, le nombre de Courant CFL (pour Courant-Friedrichs-Lewy) permet de définir une discrétisation satisfaisante. Il est exprimé dans le cas d'une vitesse unidirectionnelle de la façon suivante :

$$CFL = \frac{u_x \Delta t}{\Delta x} \leq CFL_{max} \quad (3.1)$$

Dans cette équation, u_x (m/s) est la vitesse dans la direction x , Δt (s) est le pas de temps utilisé pour la discrétisation temporelle et Δx (m) est le pas de l'espace donné par la taille de la maille dans la direction x . Le nombre de Courant maximum CFL_{max} dans la simulation peut être estimé en considérant la vitesse maximale traversant la plus petite maille avec le pas de temps utilisé. Pour les méthodes de résolution implicites, comme c'est le cas pour le solver CFX, le nombre de Courant ne doit pas être nécessairement inférieur à l'unité pour assurer la convergence du résultat. Aussi, pour le cas de CFX, le calcul du nombre de Courant est généralisé à toutes les dimensions en basant les échelles de vitesse et d'espace sur la détermination du débit massique dans le volume de contrôle et de la dimension du volume de contrôle.

On comprend grâce à l'équation (3.1) qu'un changement de discrétisation spatiale via par exemple un raffinement du maillage va engendrer une augmentation du nombre de Courant, ce qui entraîne ainsi une dégradation de la résolution temporelle. Ainsi, pour garder un nombre de Courant constant, raffiner le maillage nécessite de diminuer le pas de temps, ce qui engendre des temps de calculs plus longs du fait de la diminution de ces deux paramètres. Il faut donc trouver un compromis entre la résolution spatiale et temporelle et le temps de calcul.

Méthodes de maillages

Différentes méthodes de maillage sont à notre disposition dans le mailleur Meshing de Workbench, sachant qu'il ne permet pas de faire des maillages structurés qui se prêteraient pourtant bien au type de géométrie utilisée. Les trois méthodes pouvant correspondre à

notre cas sont le balayage (Sweep en anglais), le MultiZone (MZ) et le face mappée (MFM pour Mapped Face Meshing en anglais). Les deux premières méthodes ont en commun le fait que deux domaines sont créés : un pour la plaque solide et l'autre pour le fluide. Une méthode d'inflation est ajoutée aux parois. Les avantages de ces méthodes sont la continuité du domaine fluide et la possibilité de mailler simplement des géométries non rectilignes. Le principal inconvénient est la non maîtrise de l'algorithme de maillage dans le cœur du domaine, ce qui ne permet pas de contrôler spécifiquement un certain nombre de paramètres ou l'aspect de certaines mailles. La dernière méthode nécessite de séparer physiquement le domaine en neuf parties comme représentées sur la figure 3.2 (échelle non respectée) afin de pouvoir spécifier plus précisément les paramètres du maillage, comme le nombre de division sur chaque paroi ou la taille des mailles au centre. Cette méthode est celle s'apparentant plus à un maillage structuré. Ses avantages sont un grand contrôle de la structure du maillage, ainsi que son grand intérêt pour les géométries rectilignes. Les inconvénients de cette méthode sont le fait qu'elle nécessite de séparer le domaine fluide, pouvant générer des problèmes de conservation aux interfaces fluide/fluide, ainsi que le fait qu'elle s'adapte peu aux géométries plus complexes.

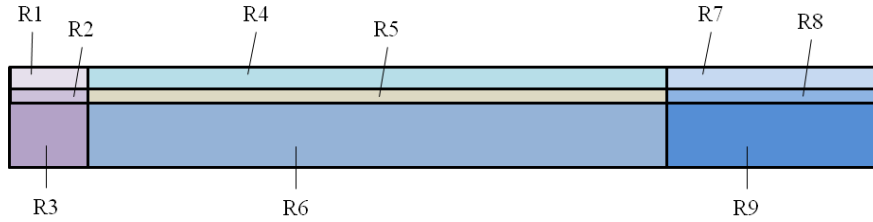


FIGURE 3.2 – Schéma de la séparation de la géométrie pour le maillage MFM : R5 représente la plaque de PMMA, et toutes les autres régions sont celles du fluide

Raffinement du maillage proche des parois

L'intérêt de raffiner le maillage proche des parois par une méthode d'inflation est de mieux décrire les phénomènes qui se produisent dans cette zone. En effet, la couche limite qui se développe proche des parois du fait de la condition de non glissement est un problème à traiter avec soin. Ainsi, il existe numériquement plusieurs façon de traiter le problème : soit par une discrétisation fine de la zone, soit par l'utilisation de lois de paroi. Dans tous les cas, plusieurs variables sont à considérer pour s'assurer de l'utilisation correcte de l'une ou l'autre de ces méthodes. Il s'agit des variables y^+ et u^+ .

La première variable, y^+ , représente la distance adimensionnée entre le premier nœud et la paroi, définie par l'expression :

$$y^+ = \frac{y\sqrt{\tau_w/\rho}}{\nu} \quad (3.2)$$

où y est la distance entre la paroi et le premier nœud du maillage et τ_w est le cisaillement à la paroi.

En ce qui concerne la variable u^+ , elle représente la vitesse adimensionnelle telle que :

$$u^+ = \frac{u}{\sqrt{\tau_w/\rho}} \quad (3.3)$$

La théorie des couches limites turbulentes donne les valeurs de ces variables selon la sous couche dans laquelle elles se trouvent :

- Sous couche laminaire (visqueuse) : $y^+ < 5$ et $u^+ = y^+$.
- Sous couche de transition : $5 < y^+ < 60$, $u^+ = 8,3(y^+)^{1/7}$.
- Sous couche turbulente développée : $y^+ > 60$ et $u^+ = 2,44 \ln(y^+) + 4,9$.

Selon les modèles utilisés pour la résolution, différentes contraintes sont requises concernant la valeur de y^+ , ainsi que selon la volonté ou la possibilité d'utiliser une loi de paroi. La figure 3.3 illustre ces deux cas de figure : la figure 3.3(a) représente un maillage peu raffiné à la paroi permettant l'utilisation d'une loi de paroi pour la description de la couche limite, tandis que la figure 3.3(b) montre un maillage plus fin pour la définition précise du profil de la couche limite par les points du maillage. De manière générale, il est préférable d'avoir une valeur de y^+ proche de l'unité si l'on souhaite résoudre la couche limite, tandis que des valeurs entre 30 et 300 sont acceptables lors de l'utilisation de lois de parois. Le solveur CFX utilise par défaut des fonctions de paroi "réglables" (*scalable*) : si la couche limite n'est pas complètement résolue par le maillage, une loi de paroi par approximation logarithmique sera utilisée pour modéliser la couche limite. Cela a l'avantage de permettre d'utiliser un maillage relativement fin sans pour autant avoir un nombre important et suffisant de points pour la description fine de la couche limite.

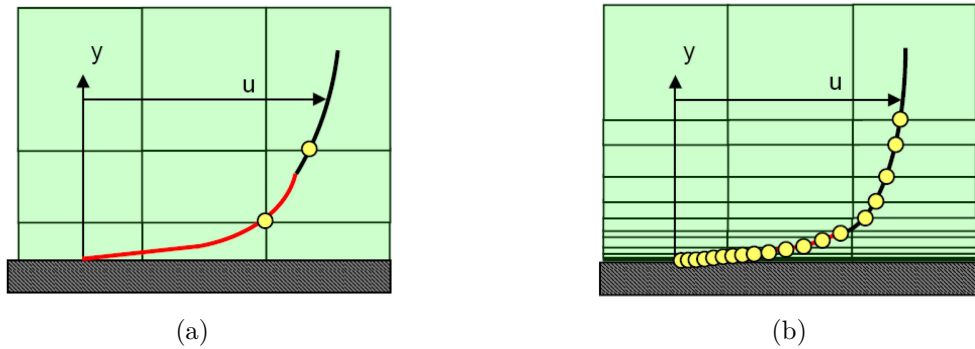


FIGURE 3.3 – Représentation schématique d'un maillage (a) peu défini proche paroi pour l'utilisation d'une loi de paroi et (b) raffiné proche paroi pour une définition précise de l'écoulement de couche limite [7]

3.1.2 Modélisation des écoulements

Dans le cadre de notre étude, seuls des modèles RANS vont être utilisés. Une description plus détaillée des paramètres de ces modèles va être donnée.

Comme mentionné lors du premier chapitre, les modèles RANS (Reynolds Averages Navier Stokes) sont des modèles de turbulence utilisant les équations de Navier-Stokes moyennées. Ils sont utilisables en régime permanent ainsi qu'en régime variable, et présentent l'avantage d'offrir des solutions satisfaisantes pour des temps de calculs pouvant rester raisonnables.

La décomposition de Reynolds présentée dans la section 2.4 exprime la vitesse suivant une composante moyenne à laquelle s'ajoute un terme de fluctuation. Si cette expression de la vitesse est intégrée dans les équations de Navier Stokes présentées en (chap 1), alors apparaissent de nouveaux termes. Ce sont ces termes qui doivent être donnés ou modélisés

pour fermer les équations. Différents modèles existent, et sont plus ou moins bien adaptés selon les configurations.

La description des modèles réalisée ici est celle liée aux équations résolues dans CFX, et qui ont été testés dans cette étude numérique. Pour de plus amples informations concernant les hypothèses utilisées pour ces modèles, les équations résolues ou encore les recommandations d'utilisation, il est possible de se référer à la documentation du logiciel [19, 139].

Le modèle laminaire

Le modèle appelé laminaire puisqu'il ne modélise pas les effets de la turbulence s'applique uniquement pour des écoulements à faible nombre de Reynolds (typiquement inférieur à 1000 pour les écoulements de conduites). Dans le cas où l'écoulement est turbulent, le modèle aura des difficultés à converger et pourra donner des résultats erronés. Les équations résolues sont celles de Navier Stokes présentées dans la section 1.2. Dans ce modèle, le transfert d'énergie opère à l'échelle moléculaire (diffusion), sauf si la vitesse est élevée, auquel cas les contraintes liées à la viscosité participent également au transfert d'énergie.

Le modèle $k - \varepsilon$

Ce modèle est dit à "deux équations", car il résout deux équations de transport supplémentaires pour fermer le problème de la turbulence. La première équation est celle de k , l'énergie cinétique de la turbulence, et l'autre pour ε , la dissipation de cette énergie (taux de dissipation des fluctuations de vitesse). Ce modèle part du postulat que ces deux grandeurs sont liées au terme de viscosité turbulente μ_t de la manière suivante :

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.4)$$

où C_μ est une constante. Ce modèle est un des plus connus et est très largement utilisé du fait de ses résultats satisfaisants, de sa robustesse et du temps de calcul raisonnable. Il est néanmoins recommandé plus particulièrement pour les écoulements turbulents libres, c'est à dire non confinés ou proches de parois solides (mauvais traitement des décollements ou des surfaces courbes).

Le modèle $k - \omega$

Tout comme le modèle précédent, le modèle $k - \omega$ ajoute la résolution de deux équations de transport : une pour l'énergie cinétique de la turbulence k (la même que celle pour le modèle $k - \varepsilon$), et l'autre pour la fréquence turbulente ω . Dans le cadre de ce modèle, les variables sont liées à la viscosité turbulente par la relation :

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (3.5)$$

Contrairement au modèle présenté précédemment, ce modèle est adapté au traitement proche paroi des écoulement à faible nombre de Reynolds.

Le modèle SST (*Shear Stress Transport*)

Le modèle SST combine les avantages des deux précédents modèles : les écoulement proches paroi seront modélisés en utilisant un modèle $k - \omega$ tandis que les écoulements plus

loin des parois seront modélisés par le modèle $k-\varepsilon$ (comme illustré figure 3.4), appliquant pour les zones situées entre les deux des fonctions de mélange permettant de changer la formulation du modèle selon la solution la plus adaptée. De ce fait, ce modèle est plus coûteux en temps de calcul, mais est également plus précis. Ces fonctions de mélange sont fonction de la distance à la paroi, des propriétés du fluide et des variables de l'écoulement.

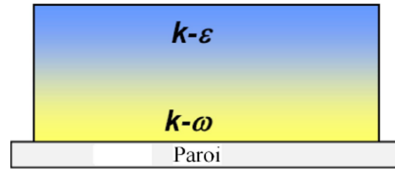


FIGURE 3.4 – Représentation schématique de l'utilisation des modèles $k-\varepsilon$ et $k-\omega$ pour un modèle SST [7]

Pour ces modèles, il est également possible d'ajouter de nombreuses options pour préciser la simulation. Par exemple, il est possible d'ajouter des termes pour modéliser la production et/ou la dissipation de la turbulence par les effets de flottabilité. Aussi, il est possible d'ajouter des équations de transport pour spécifier la transition laminaire-turbulent, à l'aide notamment du nombre de Reynolds basé sur l'épaisseur de quantité de mouvement.

Bien entendu, tous les paramètres précédemment énoncés vont avoir une influence sur les résultats donnés par la simulation, ainsi que sur le temps mis pour les calculer. Des études de sensibilités vont donc être réalisées pour déterminer dans quelle mesure la variation d'un paramètre va changer le résultat final, et trouver la solution se rapprochant le plus de la réalité sans être prohibitive en termes de temps de calcul.

3.2 Validation par comparaison avec les expériences

Afin de déterminer un modèle CFD capable de reproduire le comportement de la cavité étudiée expérimentalement, nous avons étudié plusieurs paramètres de simulation. Les différentes étapes de validation se sont décomposées de la manière suivante :

- nous avons dans un premier temps cherché à déterminer les paramètres globaux du maillage, à savoir la taille des mailles dans le cœur de l'écoulement et les paramètres de l'inflation proche paroi, ainsi que la méthode de maillage ;
- puisque notre simulation est instationnaire, l'influence de la discrétisation temporelle est également étudiée ;
- du fait du régime de l'écoulement (voir les conclusions de la partie 2.4), plusieurs modèles ont été testés afin de déterminer lequel correspond le mieux.

3.2.1 Conditions aux limites

Pour l'ensemble de ces simulations, les conditions aux limites restent les mêmes, ainsi que les principaux paramètres de la géométrie. Un certain nombre de ces paramètres est représenté figure 3.5.

La température dans la cavité (fluide et plaque de PMMA) est initialisée à 20 °C, tandis que la température extérieure est constante à 23 °C. Cette valeur correspond à la moyenne

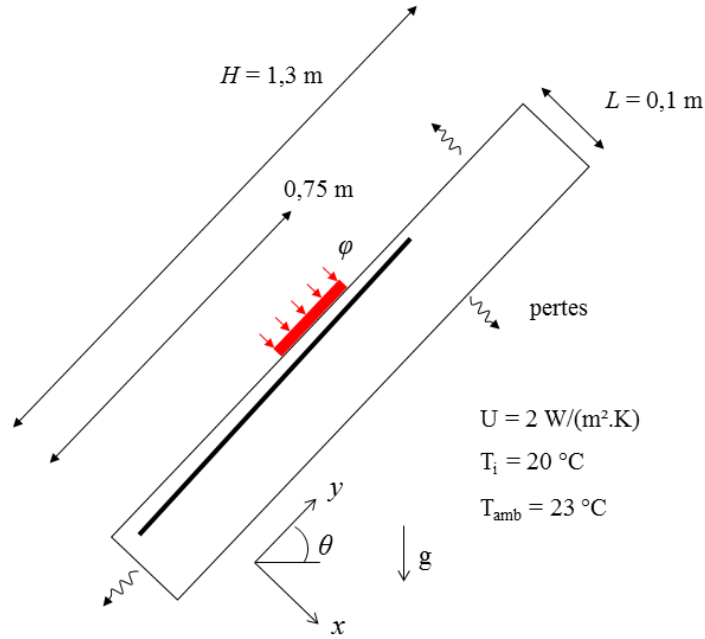


FIGURE 3.5 – Schéma des conditions aux limites du système modélisé numériquement par CFD

des différentes températures présentes dans la pièce lors des expériences. Le coefficient de perte global des parois en contact avec l'extérieur est estimé à $2 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$. Tout comme dans le dispositif expérimental, la plaque de PMMA a une épaisseur de 4 mm et est espacée de 5 mm de la paroi supérieure du réservoir. Comme spécifié dans la partie 2.1, les propriétés de la plaque de PMMA sont les suivantes : $\rho_p = 1119 \text{ kg}/\text{m}^3$, $C_{Pp} = 1470 \text{ J}/(\text{kg}.\text{K})$ et $\lambda_p = 0,19 \text{ W}/(\text{m}.\text{K})$.

La validation de tous les cas expérimentaux aurait été trop longue à réaliser. Nous nous sommes donc concentrés pour les deux longueurs de plaque aux cas chauffés à $3600 \text{ W}/\text{m}^2$ et inclinés à 45° .

Afin de pouvoir quantifier le phénomène d'écoulement inverse et de comparer son importance entre les différentes configurations étudiées numériquement, nous allons définir un paramètre appelé taux de recirculation τ_r , défini par l'expression (3.6) :

$$\tau_r = \frac{Q_r}{Q_t} \quad (3.6)$$

où Q_r [m^3/s] représente le débit volumique recirculant (entrant par le haut, c'est à dire l'aire négative dans le profil de vitesse) et Q_t [m^3/s] représente le débit volumique total sortant du canal, à savoir la somme du débit recirculant et du débit arrivant par le bas du canal (sur le profil, il s'agit de l'aire positive). Une valeur nulle signifie une absence d'écoulement inverse, tandis qu'une valeur unitaire implique que la totalité de l'écoulement du canal est dû à l'écoulement inverse, puisqu'il n'y a pas dans la somme du débit total de composante liée à la partie arrivant par le bas. La figure 3.6 représente les différentes grandeurs précédemment mentionnées.

Par la suite, les données sont acquises à des endroits donnés de la cavité, comme l'illustre la figure 3.7 : la ligne médiane en $x = 0,05 \text{ m}$ sert dans la plupart des cas à récupérer les profils de température $T(y)$, tandis que les profils situés à plusieurs valeurs

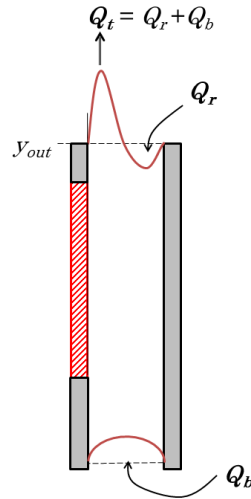


FIGURE 3.6 – Schéma du profil de vitesse servant à calculer le taux de recirculation

de y constantes permettent d'obtenir les profils de vitesse $V(V(x))$.

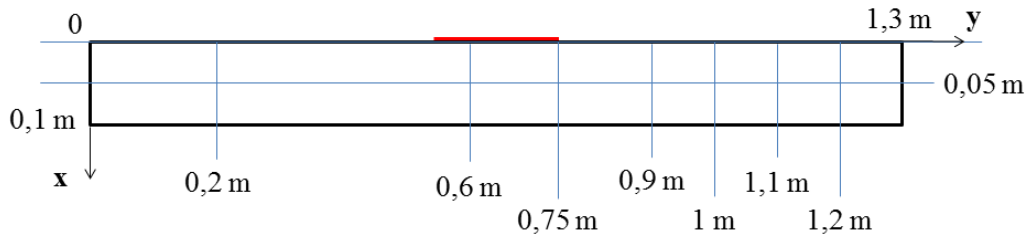


FIGURE 3.7 – Schéma des lignes principales sur lesquelles les grandeurs du système ont été prises (la plaque de stratification n'est pas représentée)

3.2.2 Étude de l'influence du maillage et du pas de temps

Comme mentionné précédemment, les résolutions spatiale et temporelle sont liées dans les cas où les phénomènes simulés sont instationnaires. Il convient donc d'étudier l'influence de ces deux paramètres sur les résultats obtenus. Nous allons dans un premier temps effectuer l'étude de l'influence du maillage pour un pas de temps fixé, puis nous allons faire varier le pas de temps pour le maillage choisi.

Étude de sensibilité du maillage

Pour cette étude de maillage, nous avons d'abord voulu déterminer les paramètres globaux du maillage avant de les appliquer aux différentes méthodes disponibles qui seront testées. Cela permettra de choisir la taille maximale de la maille dans le cœur de l'écoulement ainsi que les paramètres de l'inflation imposée au parois.

L'objectif d'une étude de sensibilité du maillage est de déterminer à partir de quel moment les gains en précision de la solution liés à la meilleure qualité du maillage deviennent négligeables devant le temps de calcul plus important engendré par cette qualité. Ce genre d'étude est généralement réalisé sur des cas connus, afin d'avoir un maillage dont

les paramètres sont validés avant de modifier les conditions aux limites ou les hypothèses de comportement du fluide.

Pour commencer, nous avons utilisé la même méthode de maillage que celle choisie dans l'étude précédente, à savoir la méthode de balayage. En se basant sur ce genre de maillage, nous en avons défini sept, le premier étant le plus grossier et le dernier le plus raffiné. Ces maillages ont été testés avec le modèle laminaire avec un pas de temps constant de 0,75 seconde pour le cas Hme (plaque de stratification plus courte) chauffé trois heures à 3600 W/m^2 avec une inclinaison de 45° . Les détails des différents cas sont montrés dans le tableau 3.1. Pour tous les cas avec une inflation, le taux de croissance (*growth ratio*) est de 1,1.

	Inflation		Taille max (mm)	Nb nœuds	Tps calcul
	Ep. couche 1 (mm)	Nb couches			
M1	-	-	20	1100	15 min
M2	-	-	7,5	5650	40 min
M3	-	-	2,75	37602	4 h 20 m
M4	0,5	7	2,75	50308	3 h 50 m
M5	0,2	7	2,75	55130	4 h 35 m
M6	0,1	7	2,75	64998	4 h 40 m
M7	0,1	7	2	101484	9 h 10 m

TABLE 3.1 – Paramètres de l'étude de sensibilité du maillage pour le cas Hme A45P36

La figure 3.8 montre l'allure des différents maillages. Le maillage M7 n'est pas représenté du fait de sa grande similitude avec le maillage M6.

Il est possible de remarquer pour tous les maillages présentés que leur forme carrée n'est pas toujours respectée, et que parfois des mailles triangulaires sont formées. Cela est dû à la méthode de maillage utilisée (Sweep). On peut également voir que, pour les cas sans inflation, très peu de mailles sont présentes dans l'épaisseur du canal, ce qui va limiter la description des phénomènes dans cette zone. Un autre constat peut être fait pour le maillage M4 (figure 3.8(d)) : l'inflation dans le canal n'est pas bien prise en compte du fait de conflit entre les deux parois. En effet, si dans la description des paramètres de l'inflation, deux méthodes imposées sur des parois en vis à vis viennent à se rencontrer, des problèmes de la sorte peuvent être observés. Ainsi, cela limite également l'utilisation de cette méthode de maillage : si l'on souhaite modifier l'épaisseur du canal, les conflits d'inflation ne permettront pas de mailler le canal avec les mêmes paramètres pour les différents cas.

Ainsi, il est possible de se rendre compte que les paramètres du maillage vont avoir une influence sur la solution calculée. La figure 3.9 montre les différences observées sur le profil de température et de vitesse pour les différents maillages énoncés Table 3.1.

On constate que pour les deux premiers maillages la tendance n'est pas bien suivie, alors que pour les cas avec un maillage plus raffiné les courbes tendent à se superposer et à se rapprocher de la courbe expérimentale. On remarque globalement que la configuration numérique choisie surestime la température dans la thermocline mais la sous estime dans la partie haute. En ce qui concerne les vitesses, les trois premiers maillages ne permettent pas de définir convenablement les phénomènes compte tenu de l'absence de mailles suffisamment fines proche de la paroi et dans le canal, et du nombre de mailles insuffisant dans le cœur du système. Ainsi, les trois premiers maillages (ceux sans inflation) ne sont

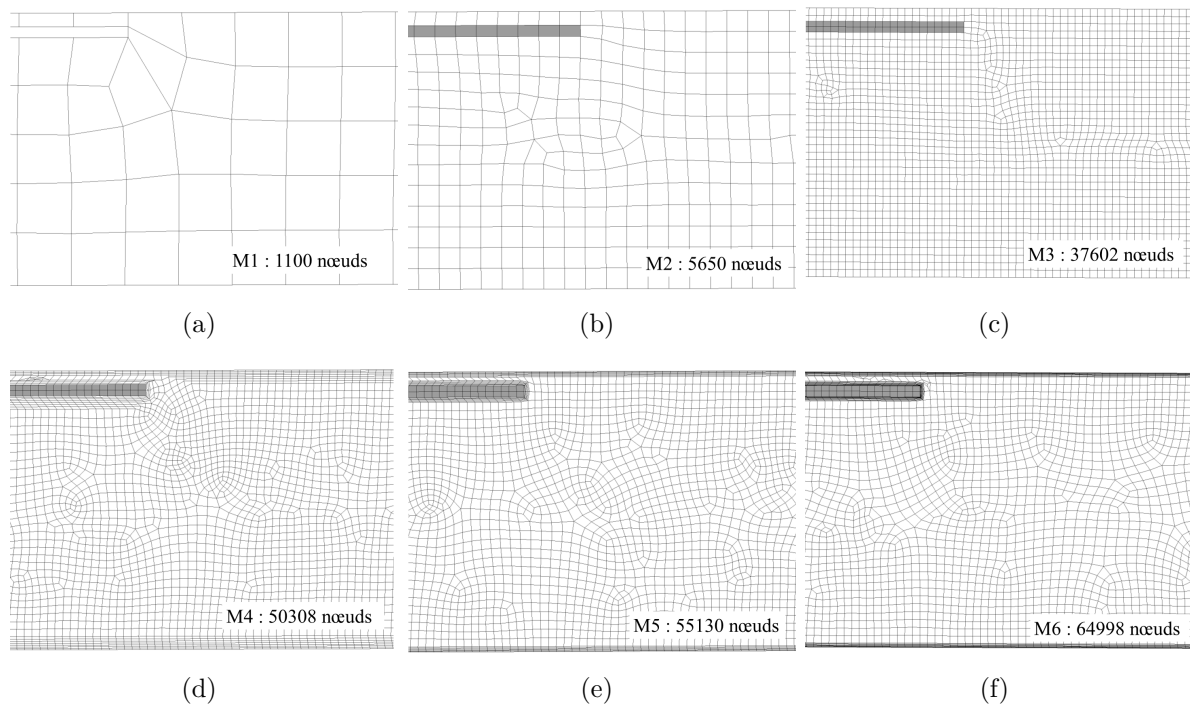


FIGURE 3.8 – Zoom proche de la sortie du canal de différents maillages réalisés avec la méthode de balayage (Sweep)

pas retenus pour la suite des essais.

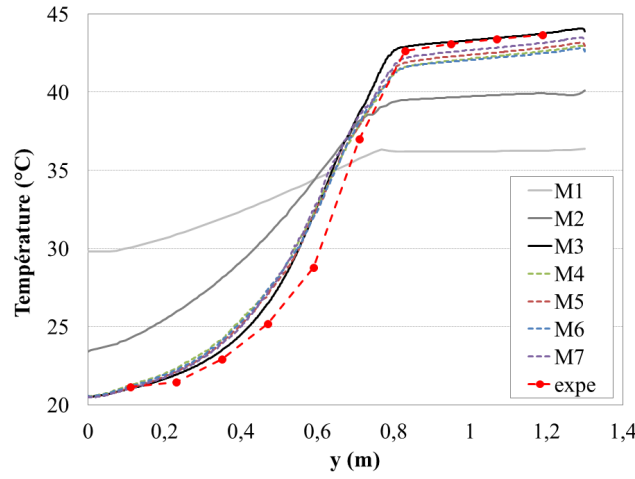
Si l'on s'intéresse au nombre de Courant pour ces différents maillages, on constate effectivement son augmentation pour un maillage plus raffiné (du fait de sa définition si l'on garde un pas de temps constant). En effet, pour les maillages les plus grossiers, il ne dépasse pas 5, alors qu'il est supérieur à cette valeur (mais ne dépasse pas 10) pour les maillages les plus raffinés. Ainsi, le test d'un nouveau pas de temps a été effectué pour les différents maillages afin d'avoir un nombre de courant maximal se rapprochant le plus possible de l'unité. Cela va donc permettre de voir l'influence du pas de temps sur les résultats obtenus pour un maillage donné et sur le temps de calcul.

Étude de sensibilité au pas de temps

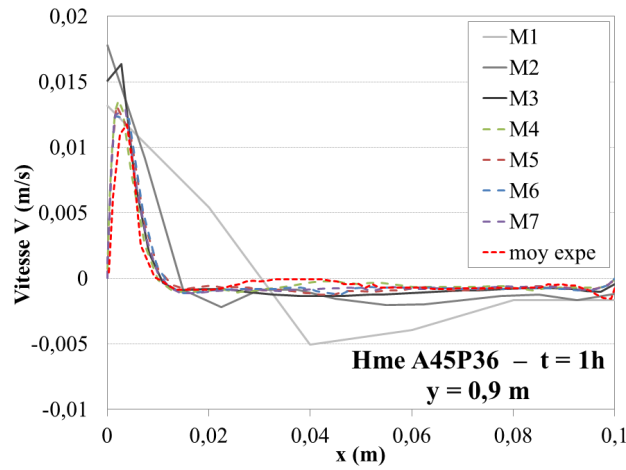
Le pas de temps pour la résolution a donc été réduit pour tenter de se rapprocher d'un nombre de courant unitaire. Pour le maillage M4, le nouveau pas de temps est de 0,15 seconde tandis qu'il baisse à 0,1 seconde pour les maillages M5 et M6. Les temps de calcul s'en trouvent augmentés : 15 heures pour M4, 24 heures pour M5 et 27 h pour M6. Le maillage M7 n'a pas été étudié pour ce paramètre du fait du temps de calcul trop long. Avec ces nouveaux pas de temps, le nombre de courant est proche de l'unité pour ces trois maillages.

La figure 3.10 montre l'influence du pas de temps sur les profils de température et de vitesse.

On constate qu'en termes de température, la diminution du pas de temps rapproche la courbe numérique de la courbe expérimentale dans la partie haute de la cavité. En revanche, si l'on s'intéresse aux profils de vitesse, il est possible de remarquer qu'ils sont quasiment superposés pour un même maillage si l'on fait varier le pas de temps. Cela va



(a)



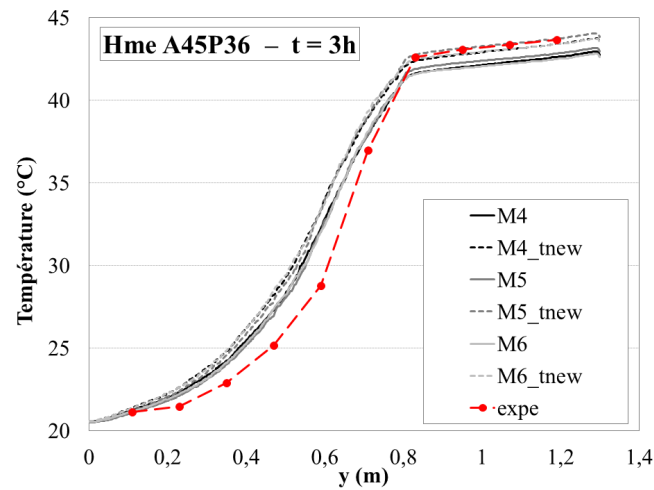
(b)

FIGURE 3.9 – Profils (a) de température à $t = 3$ h et (b) de vitesse V à $t = 1$ h et $y = 0,9$ m pour différents maillages pour le cas Hme A45P36

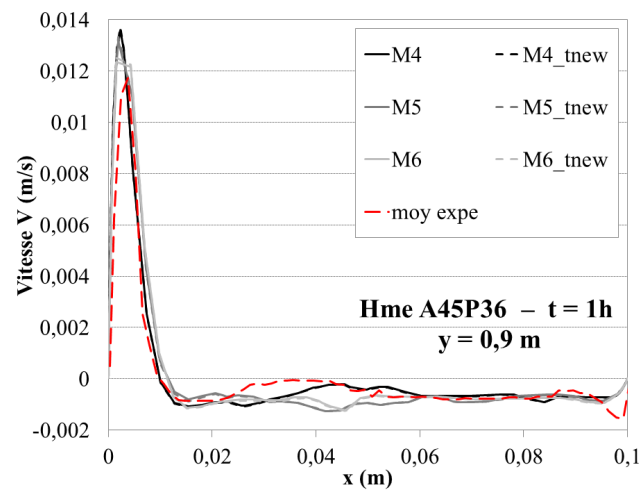
dans le sens de ce qui a été signalé dans la section précédente : le fait que la méthode de résolution soit implicite permet d'obtenir des résultats corrects bien que le nombre de Courant soit supérieur à l'unité. Il n'est donc pas utile dans ce cas de diminuer déraisonnablement le pas de temps. Pour un même maillage, la diminution du pas de temps ne change pas la valeur maximale de la divergence à $t = 3$ h.

Néanmoins, on remarque en post traitant les valeurs que la conservation du débit sur une ligne n'est pas respectée pour ces cas de simulation (même avec un pas de temps plus faible), allant jusqu'à 175 % d'erreur entre le débit montant et descendant sur une même ligne. On se rend compte de l'origine de ces erreurs en traçant la divergence : aux endroits où le maillage est irrégulier et forme des "nœuds", on observe des puits et des sources comme le montre la figure 3.11. Le bilan de masse global au sein du domaine fluide est vérifié car les erreurs locales se compensent. Ainsi, cette méthode de maillage (le balayage) n'est pas satisfaisante.

Nous allons donc tester les deux autres méthodes présentées précédemment : le Mul-



(a)



(b)

FIGURE 3.10 – Profils (a) de température à $t = 3$ h et (b) de vitesse V à $t = 1$ h et $y = 0,9$ m pour différents maillages et pas de temps pour le cas Hme A45P36 (modèle laminaire)

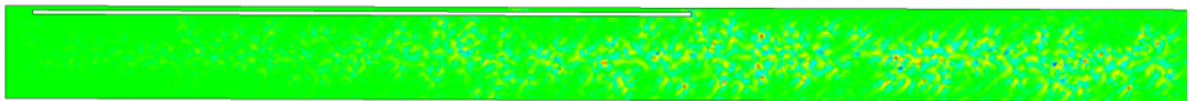


FIGURE 3.11 – Divergence de la vitesse pour le cas Hme A45P36 à $t = 3$ h pour le maillage M5 avec un pas de temps de 0,75 s - échelle de -1 (bleu foncé) à 1 (rouge) s^{-1}

tiZone (MZ) et le Mapped Face Meshing (MFM).

Étude de sensibilité à la méthode de maillage

Pour faire l'étude de différentes méthodes, nous nous fixons un pas de temps et des critères de maillage communs. Néanmoins, un problème va apparaître du fait de la configuration de la méthode de maillage MFM : le fait d'imposer une taille de maille proche

paroi va "étendre" ce critère à l'ensemble du domaine d'étude. Ainsi, pour un même pas de temps pour les différents cas d'étude, le nombre de Courant pour le maillage MFM sera beaucoup plus élevé du fait de petites mailles rencontrées dans le cœur de l'écoulement. Une étude complémentaire de variation du pas de temps sera donc nécessaire pour cette méthode de maillage. Cependant, dans le cadre de la présente étude des différentes méthodes, un seul pas de temps de 0,75 s sera utilisé pour comparer les méthodes, indépendamment du nombre de Courant que cela implique. Pour ce qui est des paramètres du maillage, nous nous conformons à ceux du maillage M5. La figure 3.12 montre une illustration des trois maillages utilisés, en zoomant sur la sortie du canal.

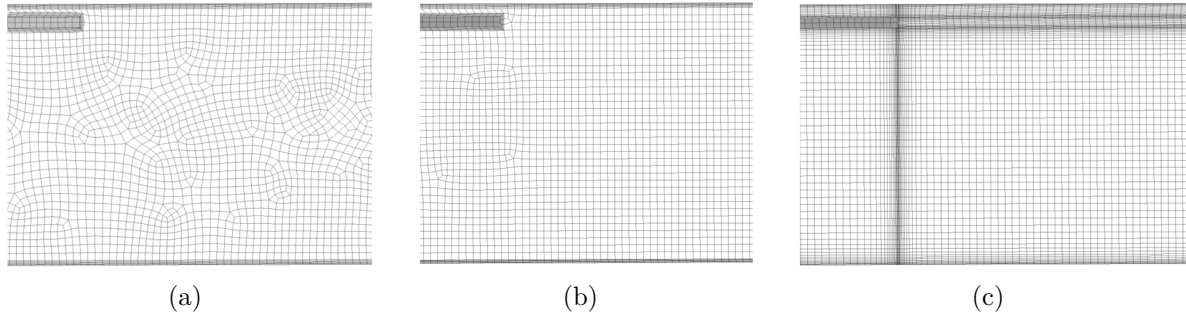


FIGURE 3.12 – Différentes méthodes de maillage testées : (a) Sweep, (b) MultiZone (MZ) et (c) Mapped Face Meshing (MFM)

La figure 3.13 montre l'influence de la méthode de maillage utilisée sur les résultats obtenus. Les temps de calculs pour chacune des méthodes ont été de 4,5 h pour le maillage Sweep, 12 h pour le maillage MZ et 10,5 h pour le maillage MFM.

On constate que, à la fois pour les températures et pour les vitesses, les résultats des maillages Sweep et MZ sont confondus, tandis que le maillage MFM se distingue. Cela peut s'expliquer par le fait que la méthode MFM réalise une transition "douce" entre ses mailles fines de l'inflation et les mailles plus grossières du cœur de l'écoulement, tandis que les deux méthodes MZ et Sweep maillent finement l'inflation uniquement selon les spécifications de l'utilisateur, sans se soucier d'une transition parfois "brutale" avec la taille des mailles du reste du domaine. C'est également pourquoi le maillage MFM reproduit mieux l'allure du panache (figure 3.13(b)) : il y a un plus grand nombre de mailles, plus finement réparties dans la zone proche de la paroi. Sur cette même figure, il est également possible de constater que l'écoulement inverse est plus important pour le maillage MFM : la vitesse maximale ascendante est plus grande, et la vitesse minimale entrant est aussi plus importante. Ces différences entre le maillage MFM et les deux autres méthodes s'accroissent au cours du temps : là où la méthode MFM prédit un taux de recirculation de près de 50 % à $t = 3$ h, les deux autres méthodes donnent une valeur d'environ 15 %. En ce qui concerne les températures, on constate que les résultats des trois maillages sont proches entre eux, le MFM se distinguant surtout en partie haute. La raison de cet écart vient certainement de la différence de résultats obtenus pour les champs de vitesse : une plus grande vitesse sortant du canal implique un plus grand débit le long de la zone chauffée donc un meilleur échange, résultant en des températures plus importantes en partie haute.

En ce qui concerne la conservation du débit sur une ligne ou les valeurs de la divergence dans le domaine, la méthode MFM présente les meilleurs résultats : dans le pire des cas,

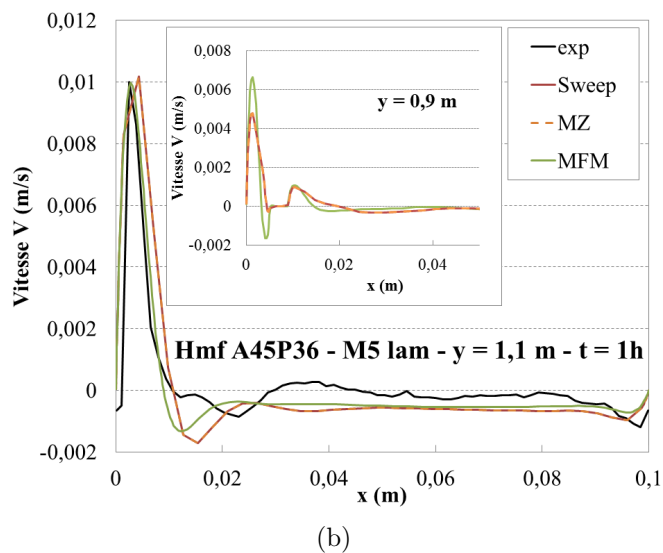
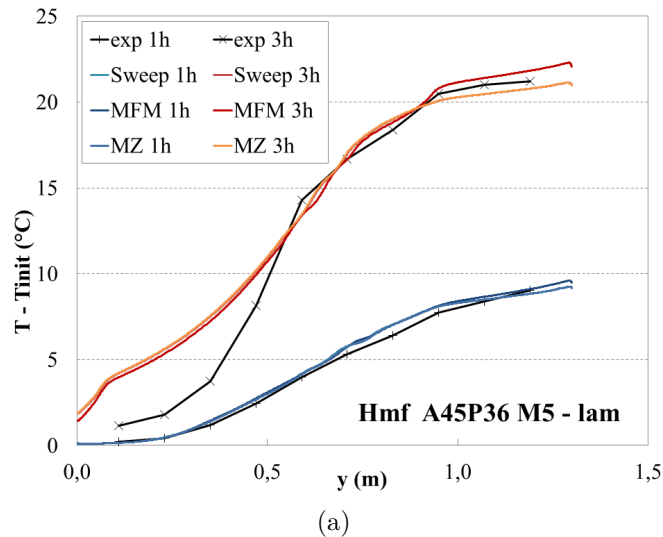


FIGURE 3.13 – Profils (a) de température et (b) de vitesse V à $t = 1$ h pour différentes méthodes de maillages pour le cas Hmf A45P36 (modèle laminaire)

l'erreur de conservation sur une ligne s'élève à 14 % (valeur légèrement plus faible que pour la méthode MZ), et la valeur la plus importante de la divergence s'élève à $0,5 \text{ s}^{-1}$ (contre 1 pour le maillage MZ). De plus, les valeurs importantes de la divergence sont cantonnées aux frontières entre les domaines de séparation du fluide, tandis que pour les cas MZ et Sweep, ces valeurs se trouvent aux point de maillage générés par le logiciel, sur lesquels nous n'avons aucun contrôle.

Compte tenu de sa plus grande précision en termes de description de l'écoulement, mais aussi de la meilleure conservation du débit sur une ligne et de plus faibles valeurs de la divergence, le maillage MFM va être préférentiellement choisi pour la suite des études numériques de ce chapitre.

Néanmoins, comme mentionné précédemment, cette méthode de maillage engendre d'autres problèmes : un nombre de Courant plus important en sortie de canal du fait de la faible taille de maille, et des valeurs de divergence relativement élevées aux interfaces. Pour voir l'influence de ces paramètres sur les résultats obtenus, nous avons changé la

résolution temporelle en diminuant le pas de temps pour ce maillage, à 0,3 s et 0,1 s pour la modèle laminaire. Nous observons qu'en termes de conservation du débit sur une ligne, la première diminution de pas de temps ne diminue pas beaucoup la valeur maximale atteinte pour l'erreur (13 % au lieu de 14,3 %), mais augmente le temps de calcul de huit heures. En revanche, le pas de temps le plus faible permet une grande diminution de l'erreur de conservation du débit, qui se retrouve à 1,6 %. Toutefois, cela fait augmenter le temps de calcul à 2 jours et 6 h. En ce qui concerne les valeurs de la divergence, on constate qu'elles ne varient pas lorsque le pas de temps change (valeur maximale de 0,52 pour tous les cas). Pour ce qui est du Nombre de Courant maximal, plus le pas de temps est réduit et plus il diminue : il est de 50 environ pour le pas de temps de 0,75 s, tombe autour de 20 pour 0,3 s et atteint 6,5 pour le pas de temps de 0,1 s.

Le pas de temps le plus faible est prohibitif pour lancer différents modèles du fait de son temps de calcul élevé, malgré le gain en précision. Pour ce qui est du pas de temps de 0,3 s comparé à celui de 0,75 s, peu de différences sont constatées dans les résultats alors que le temps de calcul est plus de 1,5 fois supérieur. Seules les valeurs de conservation de débit sur une ligne sont légèrement plus faibles. Pour certains cas, nous utiliserons donc l'un ou l'autre de ces pas de temps.

3.2.3 Influence du modèle

Du fait du régime de notre écoulement, qui n'est pas en régime de turbulence établie (d'après les conclusions faites en 2.4) mais qui est fortement perturbé en partie haute, à la fois des modèles laminaire et de turbulence sont testés pour être comparés avec les résultats expérimentaux.

Seul le modèle SST avec la spécification de la transition laminaire/turbulent n'a jamais atteint la convergence, quel que soit le maillage sur lequel il a été testé (M5, M6 ou M7). En effet, ce type de modèle requiert un maillage plus fin pour mieux déceler la transition, augmentant ainsi le temps de calcul et la difficulté à atteindre la convergence. L'étude de ce modèle n'a donc pas été effectuée.

La table 3.2 représente les valeurs des temps de calcul pour la simulation de trois heures de chauffe, valeur maximale de la divergence (à la fin des trois heures de chauffe) et erreur de conservation maximale sur une ligne (pour la même durée) pour les différents modèles testés, toutes choses étant égales par ailleurs. Les résultats présentés sont ceux du cas Hme chauffé à 3600 W/m² avec un angle de 45 °, en utilisant le maillage M5 avec la méthode MFM, tout en gardant un pas de temps de 0,75 s pour la discrétisation spatiale. En termes de nomenclature, le cas SSTpd représente la simulation numérique avec un modèle SST prenant en compte la production et dissipation de la turbulence par les effets de la convection naturelle.

Modèle	Tps calcul (h)	Div max (s ⁻¹)	Err. cons. max (%)
laminaire	9	-0,78	5,76
SST	12,3	1,59	10,85
SST pd	14,2	0,85	27,72
$k - \omega$	11,7	1,6	28,6
$k - \varepsilon$	18,9	-0.2	-

TABLE 3.2 – Résultats de l'étude de sensibilité aux modèles pour le cas Hme A45P36 M5 MFM ($\Delta t = 0,75$ s)

Nous pouvons remarquer que le temps de calcul pour les modèles de turbulence est toujours plus long que celui du modèle laminaire, ce qui s'explique par le nombre plus important d'équations à résoudre pour les modèles RANS (équations de fermeture pour la modélisation de la turbulence). Pour ces différents modèles, le taux de recirculation est plus faible pour le modèle laminaire : il est de 47,8 % à 1h et passe à 79,9 % à 3h. Pour les cas de turbulence, les valeurs sont donc supérieures mais proches, l'écart maximal étant de 12 % à 1h et de 2 % à 3h. Toutes les valeurs maximales de l'erreur de conservation se sont trouvées sur la ligne $y = 0,6$ m. Cela peut s'expliquer par le fait que dans cette zone du canal, nous sommes en bas de la zone chauffée (5 cm après son commencement), et il s'agit également du bas de l'écoulement inverse, ce qui peut engendrer des erreurs plus importantes qu'à d'autres endroits de l'écoulement (le fluide rentré par la sortie du canal du fait de l'écoulement inverse fait "demi-tour" pour sortir à nouveau).

La figure 3.14 montre l'influence du modèle sur les résultats donnés par la simulation en termes de profils de température et de vitesse.

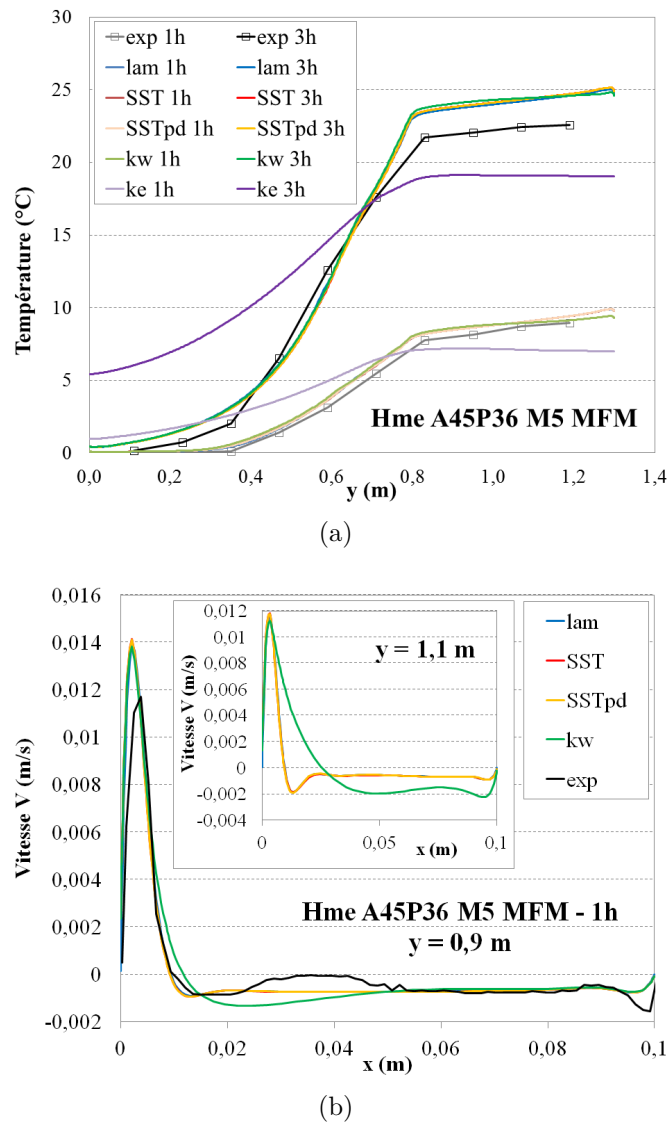


FIGURE 3.14 – Profils (a) de température et (b) de vitesse V à $t = 1$ h pour différents modèles pour le cas Hme A45P36 en utilisant la méthode de maillage MFM

En observant les profils de température figure 3.14(a), il est possible de constater que le modèle $k - \varepsilon$ ne représente pas du tout les phénomènes. Par conséquent, son étude ne sera pas poursuivie puisqu'il n'est pas adapté à notre configuration (c'est pourquoi il n'apparaît pas dans les tracés des profils de vitesse figure 3.14(b)).

Pour ce qui est des autres modèles, il est possible de remarquer que le $k - \omega$ est également éloigné des autres modèles. Ce comportement se retrouve d'autant plus dans le panache (ligne $y = 1,1$ m). Les débits prédits dans cette partie sont donc plus importants que pour les autres modèles, ce qui nous amène à retirer le modèle $k - \omega$ des éventualités. En ce qui concerne les modèles SST, les résultats sont quasiment confondus, et également très proches du modèle laminaire - et ce à la fois en vitesse et en température. L'ensemble de ces modèles tend à surestimer les valeurs des températures en partie haute. Cela peut s'expliquer par la sous estimation des pertes dans cette zone par rapport à l'expérience lorsque les températures augmentent, car le modèle CFD impose un coefficient d'échange constant aux parois.

La figure 3.15 montre les valeurs de la première fonction de mélange du modèle SST pour le cas Hme A45P36 à $t = 3$ h. La première fonction de mélange a pour valeur 1 lorsque le modèle $k - \omega$ uniquement est utilisé, tandis que la valeur 0 indique l'utilisation du modèle $k - \varepsilon$ uniquement.



FIGURE 3.15 – Première fonction de mélange pour le modèle SST dans le cas Hme A45P36 à $t = 3$ h, la couleur rouge correspondant à 1 et la bleue à 0

On constate donc que dans une grande partie du domaine (partie haute surtout), le modèle SST a recours à la formulation $k - \omega$. Il passe au modèle $k - \varepsilon$ lorsque les vitesses sont faibles dans le bas de la cavité, dans le canal et aussi à certains endroits du panache.

Pour ce qui est de la variable y^+ , les valeurs sont présentées figure 3.16. Elles sont extraites de la ligne de mesure située sur la paroi supérieure (paroi où se trouve le flux imposé).

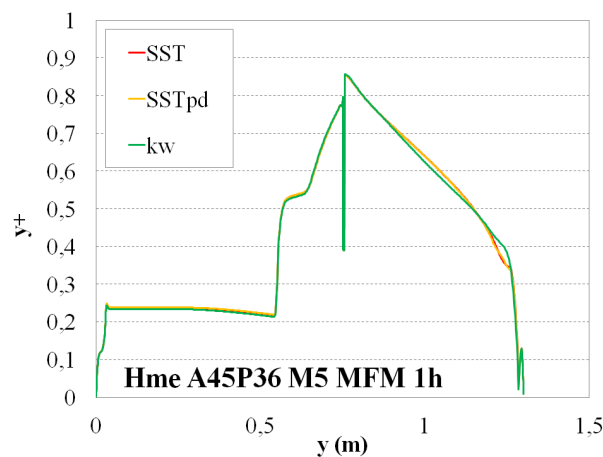


FIGURE 3.16 – Courbes de variation de y^+ pour différents modèles de turbulence, pour la simulation Hme A45P36 à $t = 1$ h

Les valeurs étant inférieures à l'unité sur l'intégralité de la zone traitée (où l'on trouve les vitesses les plus élevées), cela signifie que la couche limite est résolue par le maillage sans avoir recours à une loi de paroi. Il est possible de remarquer que les courbes sont presque confondues, ce qui indique que le comportement du fluide proche de la paroi est similaire quel que soit le modèle utilisé.

Lors des simulations, il arrive parfois que les modèles de turbulence utilisés indiquent que le nombre de Reynolds est en dessous de la limite critique qu'ils considèrent comme transition (1000). Néanmoins, cela ne perturbe pas la résolution.

Compte tenu de la proximité des résultats des modèles laminaire et SST, nous allons préférentiellement nous tourner vers le modèle laminaire qui présente un temps de convergence plus court. La seule différence majeure par rapport aux modèles SST concerne l'estimation de l'écoulement inverse. Néanmoins, faute de résultats expérimentaux quantifiant ce phénomène, nous ne pouvons pas savoir quel modèle est le plus représentatif de la réalité.

3.2.4 Conclusions et choix d'une configuration numérique

Nous avons pu tester différents aspects importants de la CFD pour valider nos modèles : nous avons d'abord déterminé les paramètres pour mailler correctement la géométrie, puis étudié l'influence du pas de temps et de la méthode de maillage, et enfin comparé différents modèles. Cet ensemble de tests nous a permis de déterminer quelle configuration représentait au mieux les phénomènes observés expérimentalement tout en ayant une précision satisfaisante. Ainsi, nous avons constaté que le maillage M5 est suffisamment bien défini pour permettre une bonne résolution spatiale, et que cela est encore amélioré si la méthode de maillage MFM est utilisée. Compte tenu des résultats liés à l'influence des différents modèles, la représentation laminaire a été retenue. Pour les cas qui suivront, un pas de temps de 0,3 s est spécifié afin d'être sûr de minimiser le plus possible les erreurs de conservation lors des changements de la géométrie. Cet ensemble de paramètres de simulation CFD sont donc ceux représentant au mieux les phénomènes observés dans le système expérimental.

Cependant, il est possible de constater qu'aucune des configurations étudiées numériquement ne permet de reproduire convenablement le comportement du fluide dans la partie basse du système (sous la zone chauffée) à $t = 3$ h. Toutefois, pour la configuration numérique choisie, les différents phénomènes (thermiques et liés aux écoulements) sont correctement modélisés à $t = 1$ h. Cela peut s'expliquer par le fait que dans l'expérience, au bout d'un certain temps et si la chauffe est importante, des bulles apparaissent et viennent perturber l'écoulement lorsqu'elles remontent à la surface. De plus, des vortex sont observés sortant du canal, provoquant des instabilités dans le panache. Tous ces phénomènes ne sont pas représentés par la CFD.

3.3 Étude paramétrique

Maintenant que nous avons un modèle numérique validé, nous voulons optimiser la configuration expérimentale étudiée au chapitre 2. Comme mentionné dans les conclusions de la partie expérimentale, le phénomène responsable d'une bonne stratification thermique dans la cavité étudiée est l'écoulement inverse. L'inconvénient de ce phénomène est qu'il réduit fortement le débit redescendant vers le bas de la cavité pour être réaspiré dans le

canal. Le risque est de créer un bouchon thermique, et de générer un volume mort sous la zone chauffée.

Ainsi, l'objectif de cette partie est le suivant : trouver une configuration qui pourra maintenir une bonne stratification tout en permettant une circulation globale du fluide suffisante pour que la totalité du système stocke de la chaleur. Pour ce faire, il suffirait de réduire ou de supprimer l'écoulement inverse, les vitesses dans le systèmes étant déjà faibles du fait de la position "haute" de la zone chauffée et de l'écoulement uniquement généré par convection naturelle.

3.3.1 Nouvelles configurations

Plusieurs méthodes sont possibles pour limiter ou réduire cet écoulement inverse. Comme évoqué dans la partie 1.2, le rapport de forme et le nombre de Rayleigh sont des paramètres qui influencent son apparition [120]. Ainsi, il serait envisageable de diminuer l'épaisseur du canal ou allonger encore la plaque. En effet, il a également été observé expérimentalement et numériquement que ce phénomène est plus important pour les cas où la plaque de stratification est plus courte, à savoir les cas où la zone chauffée est plus proche de la sortie du canal. Cela s'explique par le fait que lorsque la plaque est plus longue, il y a plus de perte de charge pour le fluide rentrant par le haut, ce qui limite donc ce phénomène. Néanmoins, aucune des deux options précédemment suggérées ne peut convenir dans notre cas d'étude. En effet, une plaque de stratification plus longue engendrerait un risque de bouchon thermique lorsque le flux solaire incident sur le capteur diminue en fin de journée, et un canal moins épais (plaque plus proche de la paroi de la cavité) engendrerait une couche limite secondaire côté cavité, ce qui annihilerait l'effet de la présence de la plaque.

Toutefois, comme évoqué dans la section 2.1, le fait de placer la zone chauffée plus loin de la sortie du canal fait disparaître l'écoulement inverse : les cas Hif et Hbf (zone chauffée respectivement en position intermédiaire entre le bas et le milieu, et en position basse) simulés ne présentent pas ce phénomène. Dans ces cas, les valeurs des débits surfaciques dans le canal sont d'environ 4×10^{-5} et $2,5 \times 10^{-5}$ m²/s pour les cas Hbf et Hif respectivement, ce qui montre bien l'influence de la position de la zone chauffée sur les vitesses présentes dans l'écoulement. Ces débits diminuent au cours du temps, mais pas de manière significative (moins de 3 % pour Hbf et moins de 0,5 % pour Hif). Les débits surfaciques sont déterminés en intégrant le profil de vitesse sur l'épaisseur du canal. Néanmoins, cette solution n'est pas envisagée pour le modèle global, car le but de l'étude est de constater l'influence d'une bonne stratification sur les performances globales. Or les solutions chauffées en dessous de la position médiane ne présentaient pas une forte différence de température entre le haut et le bas du système (cf figure 2.3(a)).

Une autre solution pour la réduction ou suppression de l'écoulement inverse, évoquée dans la partie 1.2, est présentée par Khanal et al. [20]. En effet, ils ont réduit la taille de l'ouverture en sortie à la dimension de la couche limite thermique en inclinant la paroi qui ne comprenait pas la chauffe, comme le montre la figure 3.17. Cela leur a permis de limiter l'apparition de l'écoulement inverse et ainsi améliorer les performances de leur système de ventilation. Cette solution sera donc testée dans notre cas avec deux angles d'inclinaison pour la plaque de stratification, suivant les dimensions spécifiées sur les figures 3.18(b) et 3.18(c) (les proportions ne sont pas respectées sur ces figures).

En s'inspirant de la même idée, à savoir la réduction de l'aire de sortie du fluide à la dimension de la couche limite thermique, nous allons tester une modification de la plaque

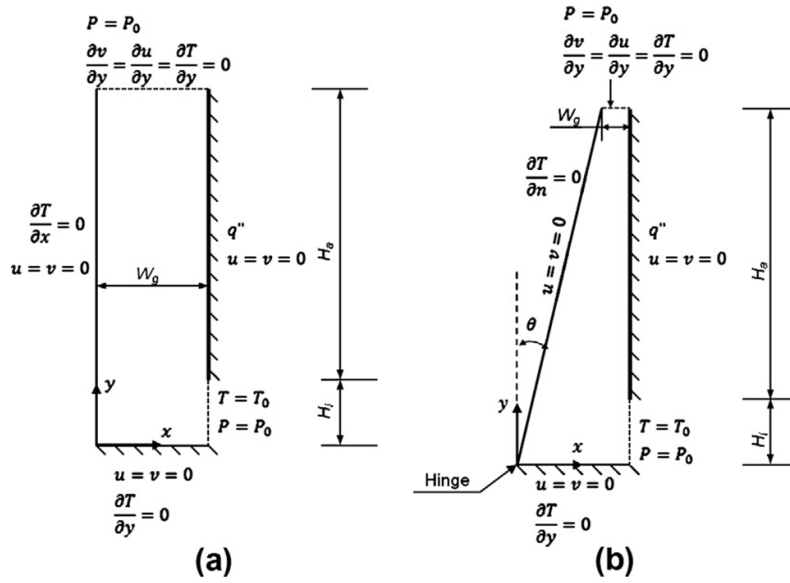


FIGURE 3.17 – (a) cas de base et (b) cas avec paroi inclinée dans l'étude de Khanal et al. [20]

de manière à garder la même épaisseur de canal, mais avec uniquement la sortie modifiée comme montré sur la figure 3.18(a).

Pour toutes ces modifications, nous nous basons sur le cas Hmf, qui a déjà un écoulement inverse moins fort que le cas Hme pour les raisons évoquées précédemment, simplifiant ainsi la réduction de ce phénomène.

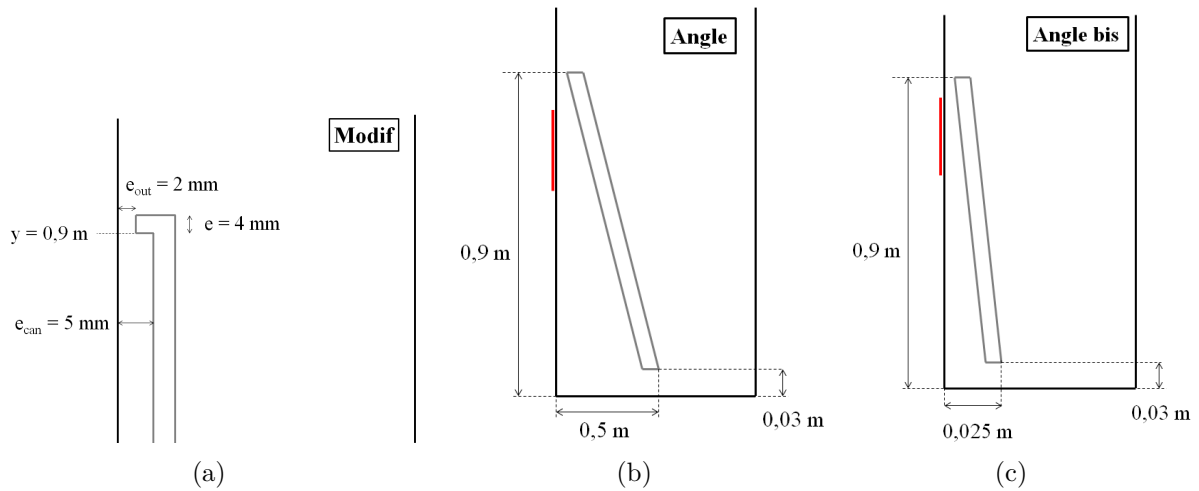


FIGURE 3.18 – Nouvelles configurations étudiées numériquement : (a) modification de la sortie du canal uniquement, (b) inclinaison importante de la plaque et (c) inclinaison moins importante

Le calcul de l'épaisseur de la couche limite thermique est effectué en se basant sur les relations données par Polidori et al. [140]. Bien que ces relations soient déterminées dans le cas d'une plaque inclinée en milieu ouvert, cela permet d'obtenir un ordre de grandeur pour les paramètres recherchés pour un écoulement laminaire et avec une chauffe à flux

imposé. Ainsi, nous obtenons pour l'épaisseur de couche limite dynamique 2,5 mm et pour la couche limite thermique environ 1 mm pour une densité de flux imposée de 3600 W/m² et à la fin de la zone chauffée, c'est à dire à une hauteur de zone chauffée de 0,2 m. Une ouverture de 1 mm en sortie de canal paraît risquée à mettre en œuvre en pratique du fait de la dilatation thermique de la plaque de stratification. En effet, il a déjà été observé expérimentalement que ce phénomène peut faire bomber la plaque dans un sens ou dans l'autre et ainsi "boucher" le canal ou au contraire l'élargir. Des cales avaient dû être ajoutées pour empêcher la plaque de stratification de venir se coller à la paroi supérieure. C'est pourquoi l'épaisseur de sortie pour tous les cas modifiés est laissée à 2 mm.

3.3.2 Résultats obtenus

Les trois cas testés ont tous sensiblement le même nombre de mailles (autour de 100000 nœuds), et il a fallu entre 18 h pour les cas à la plaque inclinée et 20 h pour le cas à sortie de canal modifiée pour terminer un calcul de 3 heures de chauffe. Les résultats obtenus en termes de température et de vitesses sont montrés sur la figure 3.19.

Si l'on s'intéresse dans un premier temps aux profils de température, on remarque qu'au bout de trois heures, le cas de base est plus chaud en haut et plus froid en bas que les cas modifiés. La plus grande température observée en bas du système pour le cas "angle" peut s'expliquer par la proximité de la plaque par rapport à la ligne médiane de mesure du profil de température.

En ce qui concerne les vitesses, on peut constater qu'en sortie ($y = 0,9$ m) il n'y a pas d'écoulement inverse pour les trois nouvelles configurations. Par conséquent, nous ne pouvons plus les comparer à l'aide du taux de recirculation précédemment défini. L'objectif étant d'optimiser le débit de "boucle globale" (pas trop faible pour permettre une bonne mise en place de la stratification, et pas trop élevée pour éviter sa destruction), nous allons donc comparer les nouvelles configurations en fonction du débit surfacique circulant en bas du canal (zone présentant le moins d'erreur de conservation de débit sur une ligne), sur la ligne de mesure $y = 0,2$ m.

La figure 3.20 montre les profils de vitesse en bas de la cavité ($y = 0,2$ m) pour les différents cas à $t = 3$ h.

On constate que pour les cas où la plaque est inclinée, une recirculation apparaît dans cette zone (valeurs négatives de vitesse). Il est également possible de remarquer pour ces cas que le profil est moins bien "défini". Cela est lié à la méthode de maillage utilisée, qui discrétise avec un même nombre d'éléments sur deux parois en vis à vis. Ainsi, si en sortie de canal (épaisseur 2 mm) il y a 10 points par exemple, alors il y aura le même nombre de points en entrée du canal, qui peut être plus de dix fois supérieure. On comprend donc que les mailles vont être plus espacées en bas, ce qui va aussi poser problème pour le respect de la taille de la première maille.

Pour les cas ayant une même épaisseur de canal, le fait de réduire l'épaisseur de sortie (cas modif) permet d'augmenter légèrement les valeurs de débit (vitesse supérieure dans le canal). Les valeurs des débits surfaciques obtenues dans cette zone sont aux environs de $1,15 \cdot 10^{-5}$ m²/s, et sont très proches pour les différents cas à $t = 1$ h : il y a moins de 2,5 % d'écart entre les extrêmes. A $t = 3$ h, les valeurs ont diminué autour de $0,55 \cdot 10^{-5}$ m²/s, mais l'écart entre la valeur minimale et maximale a augmenté à 11 %. Quel que soit l'instant, le cas ayant le plus faible débit surfacique est le cas de base. A $t = 3$ h, c'est le cas "modif" qui présente les meilleurs résultats.

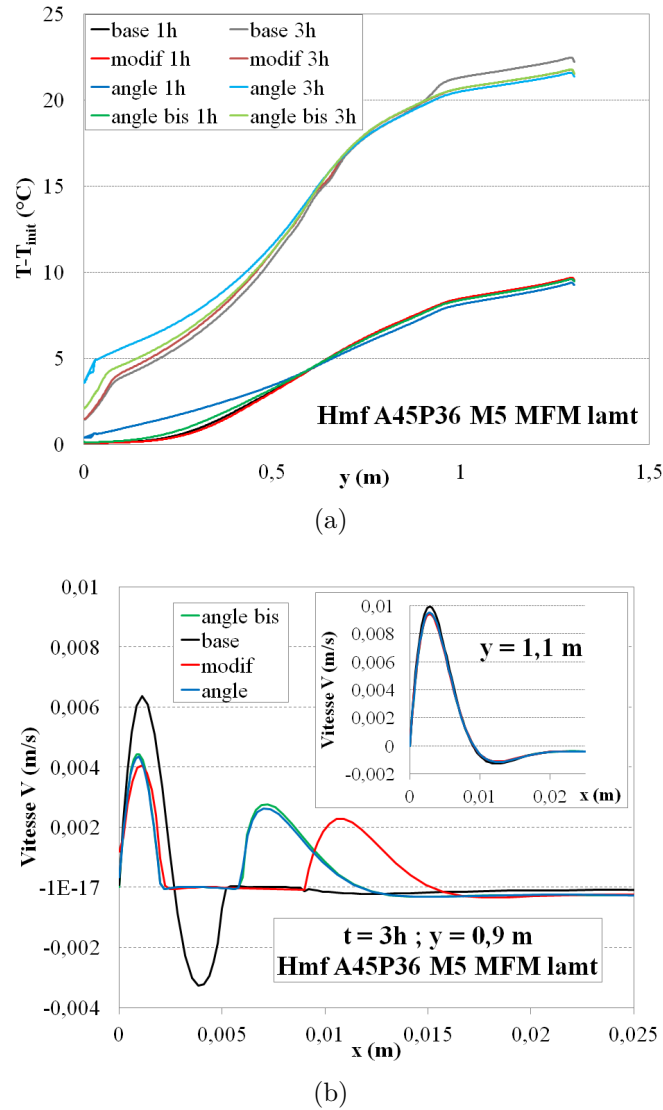


FIGURE 3.19 – Profils (a) de température et (b) de vitesse V à $t = 3$ h pour les différentes modifications apportées au cas Hmf A45P36

Il est également intéressant de remarquer figure 3.19(b) que l'écoulement dans le panache à $y = 1,1$ m n'est pas influencé par les changements effectués dans la configuration. Il est donc possible d'en conclure que la présence ou non de l'écoulement inverse ne modifie pas l'écoulement du panache au bout d'une certaine distance après sa sortie du canal. Le comportement de celui-ci doit donc majoritairement être influencé par le flux injecté et l'angle d'inclinaison du système.

Pour les cas étudiés, nous avons poussé le calcul à 7 h de chauffe pour pouvoir comparer les résultats sur une durée plus longue et pouvoir estimer les tendances en cas de chauffe importante. Tout d'abord, on observe pour le cas de base (Hmf) que le taux de recirculation continue d'augmenter et a pour valeur 74,7 % à $t = 7$ h. On remarque également qu'à la fin de cette chauffe, les deux modèles avec plaque inclinée présentent un légère zone d'écoulement inverse, avec des taux de recirculation faibles : 3,7 % pour la plaque la plus inclinée (angle) et 2,6 pour l'autre (angle bis). Le débit surfacique maximal est encore plus faible qu'à $t = 3$ h, le cas de base ayant encore la plus petite valeur des

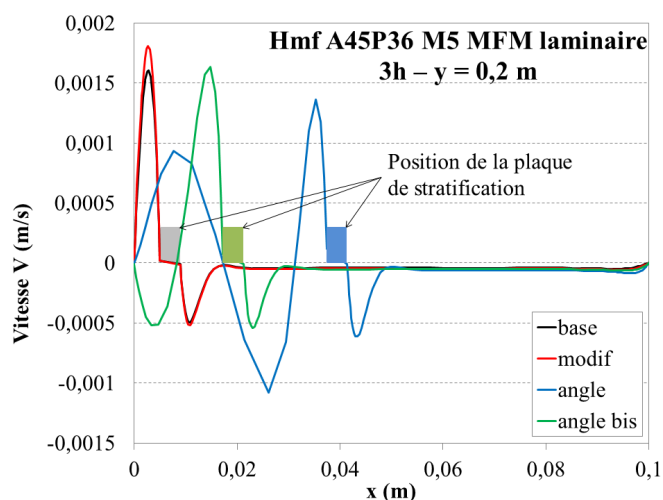


FIGURE 3.20 – Profils de vitesse en bas de la cavité ($y = 0,2$ m) pour les différents cas à $t = 3h$

cas comparés avec $0,25 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$. L'écart avec la valeur la plus importante est de 28,6 % (le cas "modif" a une valeur de débit surfacique de $0,35 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$).

Influence de la présence d'un échangeur de chaleur

Nous avons également souhaité modéliser la perturbation occasionnée par l'insertion dans le système d'un échangeur de chaleur. L'étude de l'aspect thermique étant complexe à modéliser de manière réaliste (modélisation de la décharge), nous allons spécifier des parois adiabatiques dans l'échangeur représentant ainsi une charge sans soutirage. Cela permettra de se rendre compte de l'influence d'éléments importants sur le comportement de l'écoulement du fluide. Afin d'éviter trop de complications vis à vis de la méthode de maillage retenue (MFM), l'échangeur est représentée à section carrée de côté $0,02 \times 0,02 \text{ m}^2$ (voir figure 3.21). Dix rangées de deux "tubes" sont installées. Les deux tubes d'une même rangée sont espacés entre eux de 0,02 m et le tube du bas est espacé de 0,015 m de la paroi basse de la cavité. Au total, l'échangeur représente environ 6 % du volume de la cavité.



FIGURE 3.21 – Schéma de la distribution de l'échangeur dans le réservoir de stockage

La figure 3.22 montre les écarts de température obtenus entre le cas sans (base) et avec (hx) échangeur.

On remarque que le cas avec l'échangeur de chaleur a des températures plus élevées. Cela s'explique par le fait que le volume de fluide participant au stockage de chaleur est plus petit du fait de la présence de l'échangeur, et ce pour une même puissance de chauffe. Néanmoins la forme de la courbe est la même, ce qui implique que l'écoulement est peu perturbé par la présence d'obstacle.

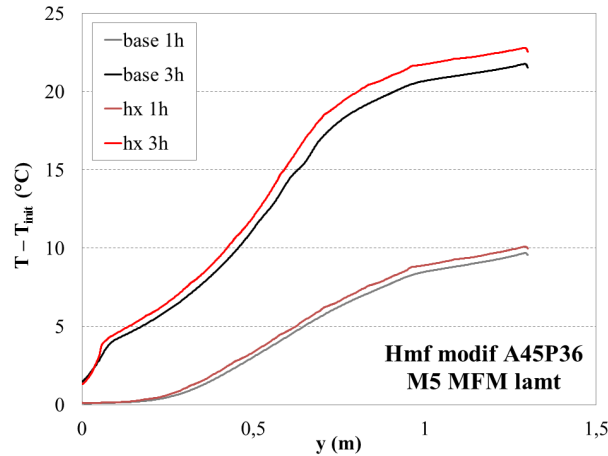


FIGURE 3.22 – Profils de température après insertion de l'échangeur

3.4 Conclusion

En conclusion de ce chapitre, nous avons pu définir une configuration numérique (maillage, pas de temps et modèle) capable de reproduire de manière assez fiable les résultats obtenus expérimentalement à $t = 1$ h. Au bout de trois heures de chauffe, il devient plus difficile de se rapprocher des phénomènes observés. Cela peut s'expliquer par le fait qu'un certain nombre de phénomènes ne sont pas pris en compte ou modélisés par la CFD : la présence de bulle, les tourbillons provenant du canal, etc.

La validation de cette configuration a permis d'explorer de nouvelles géométries en faisant varier certains paramètres liés à la plaque de stratification dans le but de diminuer ou supprimer l'écoulement inverse, phénomène principal responsable de la stratification thermique satisfaisante, mais présentant le risque de générer un volume mort sous la zone chauffée. Pour ce faire, nous nous sommes basés sur le cas Hmf, car la plaque plus longue engendrait déjà des taux de recirculation plus faibles : pour une chauffe de 3600 W/m^2 et une inclinaison de 45° , le cas Hme présente des taux de recirculation de 48 % à $t = 1$ h et de 80,9 % à $t = 3$ h tandis que pour le cas Hmf, ce taux est de 14,4 % à 1 h et de 50,1 % après trois heures de chauffe.

Les solutions testées sont l'inclinaison de la plaque de stratification, pour avoir une épaisseur de canal plus importante en entrée et moins importante en sortie (diminution de la perte de charge dans le canal dans toute la longueur, et épaisseur de sortie faible pour être proche de l'épaisseur de la couche limite thermique) et l'ajout de matière au niveau de la sortie du canal, tout en gardant le long de la plaque la même épaisseur de canal que dans le cas Hmf. Pour ces trois cas, l'épaisseur du canal en sortie est de 2 mm. La configuration retenue est celle ayant le plus grand débit dans le canal, à savoir celle ayant une épaisseur de canal de 5 mm sauf en sortie. Ainsi, même après 7 h de chauffe, la présence d'écoulement inverse n'est pas constatée, ce qui n'est pas le cas des plaques inclinées.

Ce cas servira donc de base à l'étude globale du système dans le modèle TRNSYS.

Chapitre 4

Modélisation globale du CSIS

Dans ce chapitre, nous nous basons sur les conclusions des études précédentes (comportement de la cavité et choix de la configuration de la plaque de stratification) afin de pouvoir estimer les performances annuelles du système global et ainsi conclure sur l'influence de la stratification sur l'efficacité du CSIS. Dans un premier temps, nous allons valider le modèle de la cavité de stockage avec la plaque de stratification modifiée en sortie de canal pour limiter l'écoulement inverse. Il s'agit d'un modèle simplifié (modèle nodal pour la cavité) pour avoir des temps de calcul très courts, et ainsi permettre une simulation annuelle du système complet. Ensuite, nous allons ajouter un certain nombre de composants (capteur solaire, mitigeur, etc) afin de pouvoir reproduire le CSIS complet interagissant avec l'environnement et le bâtiment (besoins en ECS) durant une année.

4.1 La cavité avec plaque de stratification

Pour commencer, nous présentons les modèles utilisés pour la représentation de la cavité avec plaque de stratification modifiée en sortie de canal étudiée numériquement par CFD et choisie pour l'étude globale. Puis nous montrons les résultats obtenus en termes de débits et de température.

4.1.1 Modèle simplifié

La modélisation de l'ensemble cavité et canal engendré par la plaque de stratification est séparée en deux parties : une simulant le comportement du canal, et l'autre prédisant les phénomènes se déroulant dans la cavité. Bien évidemment, ces deux modèles sont en interaction à la fois en termes de transferts de chaleur et de masse.

Modèle du canal

Pour modéliser le canal, nous réalisons un bilan thermique des différentes parties qui le constituent, comme illustré sur la figure 4.1 : la partie basse non chauffée avec aspiration depuis le nœud du bas de la cavité de longueur $L_b = 0,52$ m, la partie chauffée de longueur $L_1 = 0,2$ m, et la partie au dessus de la zone chauffée de longueur $L_2 = 0,15$ m. Ces grandeurs sont des paramètres du modèles et peuvent donc être changées par l'utilisateur.

La zone basse échange d'une part avec l'environnement à la température T_{amb} par l'isolation extérieure, et de l'autre part avec les nœuds bas du réservoir (de température

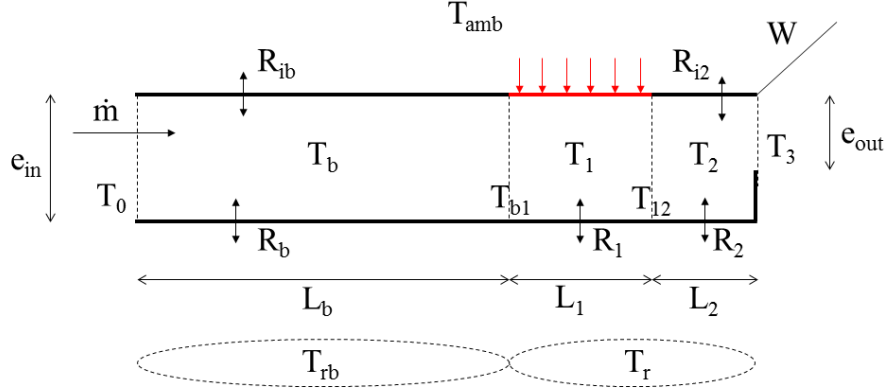


FIGURE 4.1 – Schéma des paramètres et grandeurs présents dans le modèle du canal

moyenne $T_r b$) qui ne sont pas les mêmes en fonction de l'angle. La zone de chauffe comprend l'injection de densité de flux, imposé comme pour la CFD à 3600 W/m^2 (pour permettre la validation du modèle) d'une part, et de l'échange vers la cavité à la température T_r d'autre part. La zone du haut est similaire à celle du bas par son échange à l'extérieur d'une part et vers la cavité à température T_r d'autre part. L'ensemble du canal est traversé par un débit massique \dot{m} , qui rentre dans le canal à température T_0 pour en ressortir en haut à la température T_3 . La détermination de ce débit se fait de manière itérative par l'équilibrage des forces de pression entre le canal et la cavité : $\Delta P_g = \Delta P_{can}$. Dans cette relation, ΔP_g représente la différence de pression liée au moteur thermique (différence de température donc de masse volumique entre le canal et la cavité, ce qui met le fluide en mouvement) décrite par le membre de gauche de l'équation (4.1); et ΔP_{can} représente la perte de charge liée au passage du fluide dans le canal, décrite par le membre de droite de l'équation (4.1). Ce dernier terme se décompose en trois parties : des pertes de charges linéiques le long du canal et des pertes de charge singulières en entrée (rétrécissement brusque) et sortie de canal (rétrécissement + élargissement brusque du fait de la réduction de section en sortie).

$$g \cdot \cos(\theta) (L_b(\rho_{rb} - \rho_b) + L_1(\rho_r - \rho_1) + L_2(\rho_r - \rho_2)) = \frac{\dot{m}^2}{2} \left(\frac{\xi_{in}}{\rho_0 A_{in}^2} + fr \frac{L_b + L_1 + L_2}{2e_{in} \bar{\rho}_{can} A_{in}^2} + \frac{\xi_{out}}{\rho_3 A_{out}^2} \right) \quad (4.1)$$

Dans l'équation (4.1), ξ est le coefficient de perte de charge singulière, fr le facteur de frottement dans le canal, $\bar{\rho}_{can}$ (kg/m^3) la masse volumique moyenne du canal, A (m^2) la section débitante, à savoir l'épaisseur concernée multipliée par la largeur du de la cavité et du canal. Le facteur de friction fr , dont l'expression est montrée par l'équation (4.2), est déterminé à partir d'une corrélation donnée par Muzychka et Yovanovich [141, 142] qui prend en compte la longueur d'établissement de l'écoulement.

$$fr = \frac{1}{Re \sqrt{A_p}} \left[\left(\frac{3,44}{\sqrt{L^+}} \right)^2 + \left(\frac{12}{\sqrt{\epsilon}(1+\epsilon) \left[1 - \frac{192\epsilon}{\pi^5} \tanh\left(\frac{\pi}{2\epsilon}\right) \right]} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.2)$$

où $Re \sqrt{A_p}$ est le nombre de Reynolds basé sur la racine carrée de la section de passage

(section débitant dans le canal), L^+ est la longueur adimensionnelle du canal définie par $L^+ = L/(\sqrt{A_p} Re \sqrt{A_p})$ avec L la longueur du canal, et ϵ est le ratio de l'épaisseur du canal par sa largeur (rapport d'aspect de la surface débitante).

Pour ce qui est des équations de bilan résolues dans le système, elles sont définies de la manière suivante :

$$m_b C_{P,b} \frac{\Delta T_b}{\Delta t} = \dot{m} C_{P,b} (T_0 - T_{b1}) + \frac{S_b}{R_b} (T_{rb} - T_b) + \frac{S_b}{R_{ib}} (T_{amb} - T_b) \quad (4.3)$$

$$m_1 C_{P,1} \frac{\Delta T_1}{\Delta t} = \dot{m} C_{P,1} (T_{b1} - T_{12}) + \frac{S_1}{R_1} (T_r - T_1) + flux \quad (4.4)$$

$$m_2 C_{P,2} \frac{\Delta T_2}{\Delta t} = \dot{m} C_{P,2} (T_{12} - T_3) + \frac{S_2}{R_2} (T_r - T_2) + \frac{S_2}{R_{i2}} (T_{amb} - T_2) \quad (4.5)$$

où m (kg) est la masse d'eau contenue dans la zone du canal, ΔT la différence de température entre l'instant concerné et l'instant précédent, Δt (s) est le pas de temps, S (m²) est la surface d'échange correspondant à la longueur de la zone concernée multipliée par la largeur du canal, R (m².K/W) est la résistance thermique de la paroi concernée. Les résistances thermiques sont déterminées par la somme des termes convectifs de part et d'autre de la paroi et du terme de conduction liée aux propriétés du matériau constituant la paroi pour la pertie qui échange avec le canal. Pour l'échange avec l'extérieur, la résistance thermique prend en compte la convection côté cavité, la conduction dans la paroi et un coefficient global côté extérieur.

Nous nous trouvons donc en présence d'un système de trois équations, avec six inconnues : T_b , T_{b1} , T_1 , T_{12} , T_2 et T_3 . Pour fermer ce système, nous considérons que la température d'une zone correspond à la moyenne des températures de ses frontières :

$$T_b = \frac{T_0 + T_{b1}}{2} \quad (4.6)$$

$$T_1 = \frac{T_{b1} + T_{12}}{2} \quad (4.7)$$

$$T_2 = \frac{T_{12} + T_3}{2} \quad (4.8)$$

Les équations 4.3 à 4.8 peuvent se mettre sous forme d'un système matriciel de type $M \times X = N$, où M est une matrice (6×6) comprenant les coefficients des températures du vecteur X des inconnues, et N est le vecteur des second membres. Ainsi, les solutions pour les températures peuvent être résolues par inversion de matrice. Les expressions de ces matrices sont données en annexe F.

Modèle de la cavité

Choix du modèle

Pour modéliser la cavité, nous nous sommes basés sur un modèle de CSIS déjà existant : il s'agit du Type 541 de la bibliothèque TESS de TRNSYS [16]. Ce modèle a différents avantages dans le cadre de notre étude. Tout d'abord, il peut travailler soit par échanges indirects via des échangeurs de chaleur, soit par échanges directs en imposant des nœuds d'entrée et de sortie de fluide, ainsi que le débit circulant. Cela signifie que les équations pour ces deux possibilités sont écrites dans le code, et qu'il nous suffit donc de les autoriser

ensemble pour pouvoir avoir les deux et ainsi coupler le canal de manière analogue à un échange direct, tout en plaçant un échangeur de chaleur dans le domaine. Un autre avantage est celui de prendre en compte l'inclinaison de l'angle pour la distribution des nœuds dans le réservoir : ainsi, les séparations entre nœuds restent horizontales. Cela peut jouer un rôle important sur les termes de transfert vers l'extérieur mais aussi entre nœuds du fait de la surface de séparation différente selon l'angle d'inclinaison du système. De plus, le modèle permet de prendre en considération ou non la conduction entre deux nœuds adjacents, ainsi que d'imposer un débit de mélange entre les nœuds (variable contrôlée par l'utilisateur). Ce modèle permet également de spécifier différents coefficients d'échanges selon les parois du CSIS, rendant alors possible la prise en compte d'une isolation différente selon l'intégration du capteur au bâtiment (intégré en toiture, ou simplement posé par exemple). Par ailleurs, la géométrie de ce modèle est parallélépipédique, ce qui correspond également à notre système.

Néanmoins, ce modèle est à la base celui d'un capteur autostockeur dont la face supérieure sert de capteur, donc le flux solaire est directement injecté dans cette partie et induit l'apport de chaleur dans les nœuds à cet endroit. Le code a donc également dû être modifié à cet endroit pour pouvoir faire en sorte que les échanges de chaleur avec le canal via la plaque de stratification soient communiqués comme entrée de ce système à la place de l'irradiation donnée par les fichiers météo.

Les spécifications d'échange avec le type du canal vont donc changer selon l'angle d'inclinaison comme le montre la figure 4.2 lorsque le ballon est divisé en 10 nœuds.

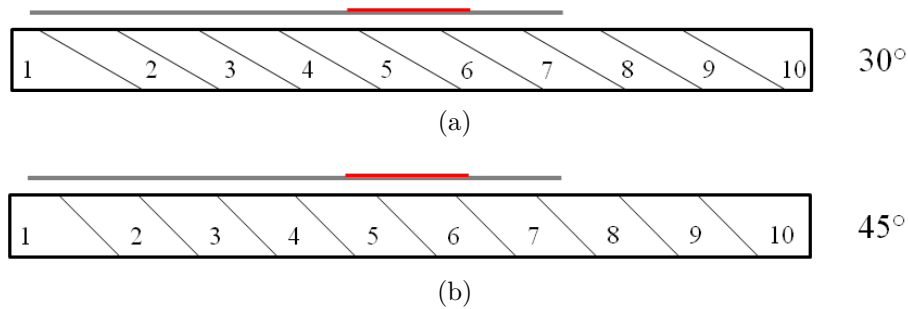


FIGURE 4.2 – Distribution des nœuds dans la cavité et lien avec le canal pour un angle de (a) 30° et (b) 45°

On remarque que pour les deux angles d'inclinaison, la température d'entrée dans le canal est la température du nœud 1 (nœud le plus bas). Aussi, le débit sortant du canal est injecté dans le nœud 8 pour les deux cas. Le calcul de la température d'échange en bas (T_{rb}) se fait en réalisant une moyenne arithmétique de la températures des nœuds du bas du système jusqu'à la zone de chauffe. Quant à la température T_r , elle est calculée avec la moyenne arithmétique des nœuds entre la zone chauffée et la sortie du canal.

Compte tenu des différences de température entre le canal et la cavité, à certains endroits le transfert va s'effectuer de la cavité vers le canal (c'est notamment le cas en partie basse), ou alors dans l'autre sens. C'est pourquoi l'échange avec la face avant, qui sert normalement de capteur solaire dans le modèle initial de TRNSYS, est différent pour chaque nœud en fonction de l'environnement avec lequel il interagit.

Le modèle du CSIS de base résout les équations du réservoir et de l'échangeur de chaleur, qui sont deux équations différentielles couplées. Elles sont résolues par une approche analytique, en procédant par itération jusqu'à convergence de la solution.

L'échangeur

Pour ce qui est de l'échangeur présent dans la cavité, il existe plusieurs configurations d'échangeur disponibles dans le modèle de base du Type 541. Dans notre cas, le choix d'un échangeur en serpentin est effectué car c'est ce qui a été mis en place dans le prototype du CSIS complet du projet ANR RenEauSol (plus de détails sur cette configuration seront donnés par la suite). Le coefficient d'échange global d'un nœud de l'échangeur peut s'exprimer de la manière suivante :

$$UA_{hx} = \frac{n}{\frac{1}{h_o A_o} + R_{p,hx} + \frac{1}{h_i A_i}} \quad (4.9)$$

où n est le nombre de tubes identiques, h_o et h_i (W/(m².K)) sont respectivement les coefficients d'échange de la surface extérieure (dans la cavité) et intérieure (côté tube), A_o et A_i (m²) sont respectivement surfaces d'échange de la surface extérieure et intérieure, et $R_{p,hx}$ (W/m²) est la résistance thermique de la paroi du tube de l'échangeur. Cette dernière est déterminée par la relation suivante :

$$R_{p,hx} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L_{hx} \lambda_{p,hx}} \quad (4.10)$$

où r_o et r_i (m) sont respectivement les rayons externe et interne du tube de l'échangeur, L_{hx} (m) est la longueur de l'échangeur dans le tube concerné, et $\lambda_{p,hx}$ (W/(m.K)) est la conductivité thermique de la paroi de l'échangeur.

L'échangeur et le fluide contenu dans la cavité interagissent par convection naturelle. Il est possible de déterminer la valeur du coefficient d'échange dans la partie extérieure h_o en se servant de la relation : $h_o = Nu_D \cdot \lambda_f / d_o$, où Nu_D est le nombre de Nusselt basé sur le diamètre du tube, λ_f (W/(m.K)) est la conductivité thermique du fluide, et d_o (m) est le diamètre extérieur du tube. Le nombre de Nusselt Nu_D est donné par la corrélation suivante :

$$Nu_D = C(Ra)^n (GF)^m \quad (4.11)$$

où Ra est le nombre de Rayleigh du fluide dans la cavité déterminé à la température de film (dont la détermination requiert un calcul itératif), et C , n , GF et m sont des paramètres donnés par l'utilisateur. Plus de détails sur ces paramètres et la valeur qu'ils prennent seront donnés par la suite, lors de la mise en place pour fonctionnement de l'échangeur dans la cavité.

Pour ce qui est du coefficient de transfert dans la partie intérieure du tube, il va dépendre du type d'échangeur ainsi que des propriétés du fluide qui y circule. Dans l'échangeur, l'écoulement est considéré établi et la transition laminaire/turbulent est fixée à $Re_{hx} = 2300$, avec Re_{hx} le nombre de Reynolds dans l'échangeur déterminé par : $Re_{hx} = 4\dot{m}_{hx}/(\pi d_i \mu)$. Les corrélations utilisées pour le calcul du nombre de Nusselt sont différentes si on se trouve dans le cas d'un écoulement laminaire ou turbulent, et sont explicitées dans la documentation du Type 541. En effet, cette partie du code n'a pas été modifiée.

La détermination du coefficient global d'échange pour un nœud (k) de l'échangeur permet d'écrire l'équation de transfert avec le nœud (j) de la cavité qui le contient : $Q_{hx,j \rightarrow k} = UA_{hx,j;k}(T_{cav,j} - T_{hx,k})$. De plus, au sein d'un nœud de l'échangeur, l'énergie est transportée par le débit qui y circule lors du soutirage.

La cavité

Dans un premier temps, le modèle divise le réservoir selon le nombre de nœuds spécifié par l'utilisateur de manière à ce qu'ils aient tous le même volume, l'insertion de l'échangeur se faisant par la suite. Le modèle pour cette partie permet de prendre en compte différents composants de transferts de chaleur, notamment les pertes thermiques vers l'extérieur par les différentes faces (distinction de la face avant des autres faces), l'échange avec un fluide stagnant ou non dans l'échangeur de chaleur, la conduction entre deux nœuds adjacents, et le mélange entre nœuds pour l'élimination des instabilités thermiques et/ou du fait d'un échange direct avec l'ECS (dans notre cas, ce terme est lié à la présence du canal).

Les effets de la conduction entre les nœuds sont pris ou non en compte selon le souhait de l'utilisateur, avec également la possibilité de rajouter un terme pour la prise en compte des effets de la conduction dans la paroi de la cavité (ce phénomène est responsable de la destruction de la stratification dans le réservoir). Pour ce qui est de l'élimination des instabilités thermiques dans le ballon (nœud plus chaud situé en dessous d'un nœud plus froid), le modèle propose un débit de mélange avec possibilité pour l'utilisateur de contrôler la valeur de ce débit. Cette méthode permet de déterminer de manière correcte le bilan d'énergie global de la cavité, contrairement aux méthodes qui mixent complètement deux nœuds instables à la fin du pas de temps ou qui les inversent [17].

4.1.2 Résultats et validation du modèle de la cavité avec plaque

Pour effectuer ces simulations, nous avons utilisé un certain nombre de paramètres identiques à ceux des simulations CFD présentées précédemment. Les valeurs de ces paramètres et grandeurs sont données dans la table 4.1. Les calculs sont effectués pour une durée de 7 h avec une densité de flux constante imposée à 3600 W/m^2 , et le pas de temps pour le calcul est de trois minutes.

Paramètre	Valeur	Unité
Angle d'inclinaison	45	°
Dimensions de la cavité (L×H×e)	$1,5 \times 1,3 \times 0,091$	m^3
Épaisseur du canal	5	mm
Épaisseur de la plaque	4	mm
Conductivité de la plaque	0,2	$\text{W}/(\text{m.K})$
Coefficient de pertes global	2	$\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$

TABLE 4.1 – Valeurs des paramètres de la simulation

Pour ce qui est du nœud d'entrée du fluide dans la cavité (sortie du canal), il apparaît sur la figure 4.2 qu'il s'agit du nœud 8. L'échange avec la partie 2 du canal se fait avec le nœud 8, celui avec la partie 1 (zone chauffée) se fait avec les nœuds 6 et 7 et l'échange avec la partie b du canal se fait avec les nœuds du bas de la cavité. Pour ce qui est du nœud pour l'aspiration dans le canal, il est possible en première approche de dire qu'il s'agit du nœud le plus bas, à savoir le nœud 1. Or, si l'on trace une ligne parallèle aux lignes de séparation des nœuds au niveau de l'entrée, on constate que le volume de ce nœud effectivement concerné par l'entrée est inférieur à la moitié du volume total du nœud. Nous avons donc testé deux configurations : une avec un nœud d'entrée dans le canal tout en bas (nœud 1), et l'autre avec le nœud d'entrée dans le canal étant le nœud 2.

Les résultats obtenus en termes de profils de température sont montrés figure 4.3.

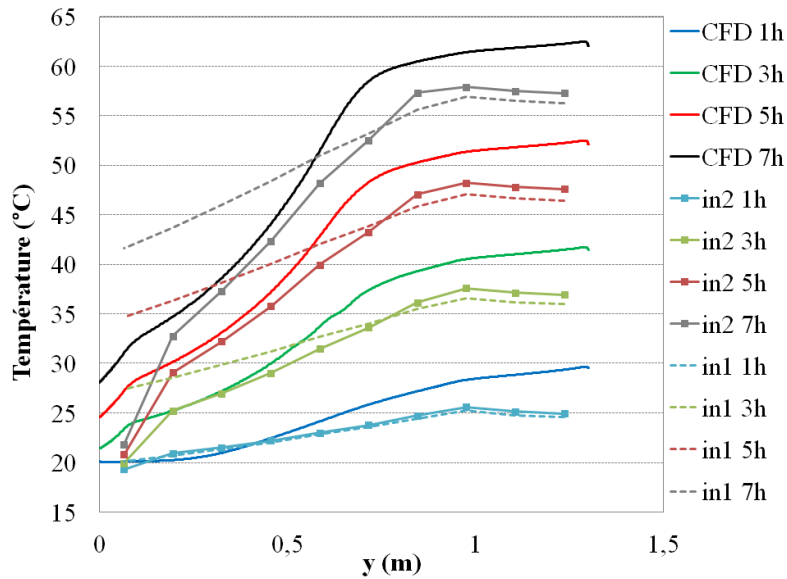


FIGURE 4.3 – Comparaison des profils de température obtenus en CFD et avec TRNSYS pour différents nœuds d'entrée dans le canal

On constate que pour les deux injections différentes en bas, la température en haut du système ne correspond pas à celle obtenue par CFD. En revanche, pour le cas où l'injection du fluide dans le canal se fait par le nœud 2, on remarque que la pente de la décroissance est plutôt bien suivie, ce qui n'est pas le cas si le nœud d'injection dans le canal est tout en bas.

Néanmoins, si l'on compare les contenus énergétiques en réalisant une intégration sur le profil de température, on peut constater les écarts montrés dans la table 4.2.

t (h)	CFD	in1	écart/CFD	in2	écart/CFD	écart in1/2
1	3,9	2,4	37,4 %	2,6	34,2 %	-5 %
3	11,3	10,4	7,8 %	9,3	17,8 %	10,9 %
5	18,2	18	1,4 %	15,6	14,5 %	13,3 %
7	24,7	25,2	-1,7 %	21,6	12,8 %	14,3 %

TABLE 4.2 – Énergie (MJ) contenue dans les systèmes pour les différentes simulations et écarts entre les résultats obtenus

On constate que dans le cas où l'injection du fluide dans le canal se fait par le bas (in1), l'énergie contenue dans le système est plus proche des résultats obtenus par CFD que dans le cas où l'injection se fait par le nœud 2. Cela s'explique par le fait que lorsque l'injection se fait par le nœud 2, alors le nœud 1 n'est pas considéré comme participant au stockage par le passage du débit, mais uniquement par échange avec l'extérieur et par débit de mélange.

Il est également intéressant de comparer les valeurs du débit dans le canal pour les différents cas, ce qui est illustré figure 4.4.

Dans le cadre de ce paramètre, on constate que c'est le cas où l'injection du fluide dans le canal se fait dans le nœud 2 que les résultats sont plus proches de la CFD, tandis que lorsque l'injection se fait tout en bas, le débit dans le canal est plus élevé.

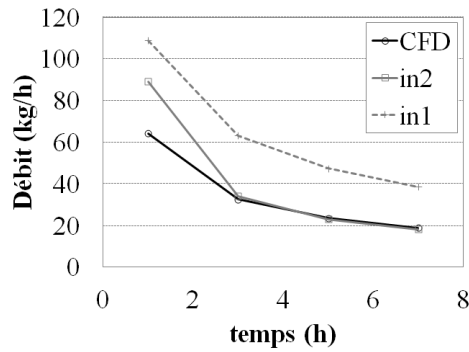


FIGURE 4.4 – Comparaison des débits dans le canal obtenus en CFD et avec TRNSYS pour différents nœuds d'entrée dans le canal

Pour comparer ces configurations, il est également possible de s'intéresser au bilan énergétique de chaque composant à chaque pas de temps, mais également globalement après les sept heures simulées. Pour ce qui est du canal, quel que soit le nœud d'injection dans le canal, l'erreur sur le bilan énergétique est autour de 10^{-5} % à chaque pas de temps, mais il est plus élevé après les sept heures de simulation : il vaut 5 % lorsque l'injection dans le canal se fait par le nœud 2, et est à 11 % si l'injection dans le canal est faite par le nœud 1. Ces erreurs peuvent s'expliquer par le fait qu'il ne s'agit pas de l'intégration de l'erreur à chaque pas de temps, mais de l'intégration des différents termes d'énergie à chaque pas de temps qui sont comparés in fine, ce qui ne prend parfois pas en compte les variations de différentes grandeurs telles que la chaleur massique ou la masse volumique par exemple. En ce qui concerne la cavité, l'erreur sur le bilan énergétique à chaque pas de temps est d'environ 0,1 % dans le cas où l'injection se fait par le nœud 2, et est deux fois inférieure si l'injection se fait tout en bas. En revanche, après sept heures de chauffe, le bilan global donne des erreurs de 18 % si l'injection dans le canal se fait par le nœud 2, et diminue à 0,7 % si l'injection est faite par le nœud 1.

En résumé, l'injection du fluide dans le canal par le nœud le plus bas (nœud 1) engendre des erreurs plus importantes dans le canal, mais plus faibles dans la cavité. Aussi, le contenu énergétique est plus proche de celui obtenu par CFD, mais les débits sont plus éloignés et les profils de température moins similaires ce qui ne permet pas de refléter la stratification thermique obtenus dans le système. Ainsi, il est possible d'imaginer que la réalité se situe entre les deux modèles, mais le nombre maximal de nœuds pour discrétiser le ballon dans le modèle de base de la cavité (Type 541) est de dix, ce qui ne permet pas de vérifier cette hypothèse dans le cadre de cette étude. De plus, il s'agit d'un modèle global ne pouvant pas prendre en compte des phénomènes fins comme c'est le cas de la CFD, ce qui peut expliquer ces différences. Par conséquent, nous choisissons pour la suite des simulations d'utiliser le nœud d'injection le plus bas (nœud 1) car il présente de faibles erreurs dans la cavité, et que son contenu énergétique est plus proche de celui attendu. Néanmoins, l'écart observé vis à vis des profils de température ne permettra pas de traiter convenablement la stratification thermique à l'aide de données telles que la différence de température entre le haut et le bas de la cavité. Par ailleurs, cette différence de profil de température peut entraîner une erreur au niveau de la température de sortie de l'échangeur, puisque la température en haut de la cavité est plus faible dans le modèle simplifié que pour la CFD.

4.2 Performances annuelles du CSIS

Maintenant que le modèle de la cavité avec plaque de stratification est défini, nous pouvons rajouter les différents éléments nécessaires à la simulation annuelle du système complet : nous devons en effet modéliser les différents composants qui constituent le capteur autostockeur et spécifier leurs paramètres (capteur, échangeur, etc), ainsi que les données liées à l'environnement (fichiers météo) et au bâtiment (besoins en ECS, appoint, profils de soutirage...).

Le système CSIS est décomposé en trois boucles, comme on peut le constater sur la figure 4.5. La première est la boucle "solaire" (représentée en traits oranges sur la figure), constituée du capteur, de son régulateur de débit et de la boîte à eau. Ce dernier composant sert d'échange avec le seconde boucle, celle de "stockage", qui comprend donc également cet élément, mais aussi le Type créé du canal (5205) et le type modifié du CSIS (5202). Ce dernier comprend un échangeur de type serpentin, qui fait interface avec la troisième boucle (représentée en traits verts sur la figure), qui est celle de l'"eau chaude sanitaire" (ECS), faisant également appel à d'autres élément comme le mitigeur ou les besoins en ECS.

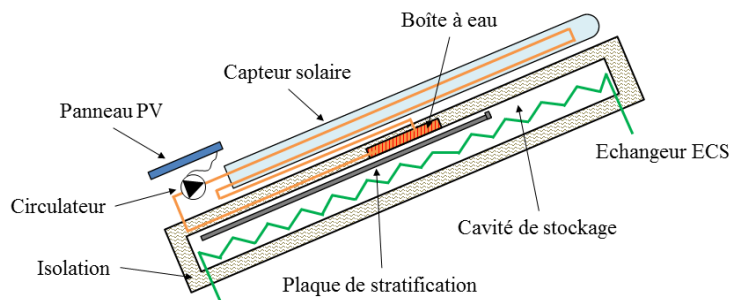


FIGURE 4.5 – Représentation schématique du CSIS complet

4.2.1 Description du CSIS

Le système complet

Lors du projet ANR RenEauSol, un prototype de CSIS a été réalisé avec la zone de chauffe placée en partie basse (cf. section 1.1 où un schéma explicatif ainsi qu'une photo sont montrés figure 1.7), et a pu être testé sur un banc d'ensoleillement contrôlé, disposant également d'installations pour modéliser un soutirage. Les résultats des expérimentations réalisées sur le prototype ont servi de base à la réalisation de la modélisation globale du système [143]. Du fait de notre volonté de pouvoir comparer les résultats obtenus avec notre configuration à ceux du cas étudié dans le cadre du projet ANR RenEauSol, nous conservons tous les paramètres liés aux composants modélisant le prototype égaux.

L'ensemble des composants représentant le système complet ainsi que leurs connexions est illustré figure 4.6. Dans cette figure, les composants du modèle sont encadrés, leurs entrées et sorties étant respectivement listées à gauche et à droite de ce cadre. Les détails des différents composants ainsi que la valeur de certains de leurs paramètres est donné dans la suite de cette section.

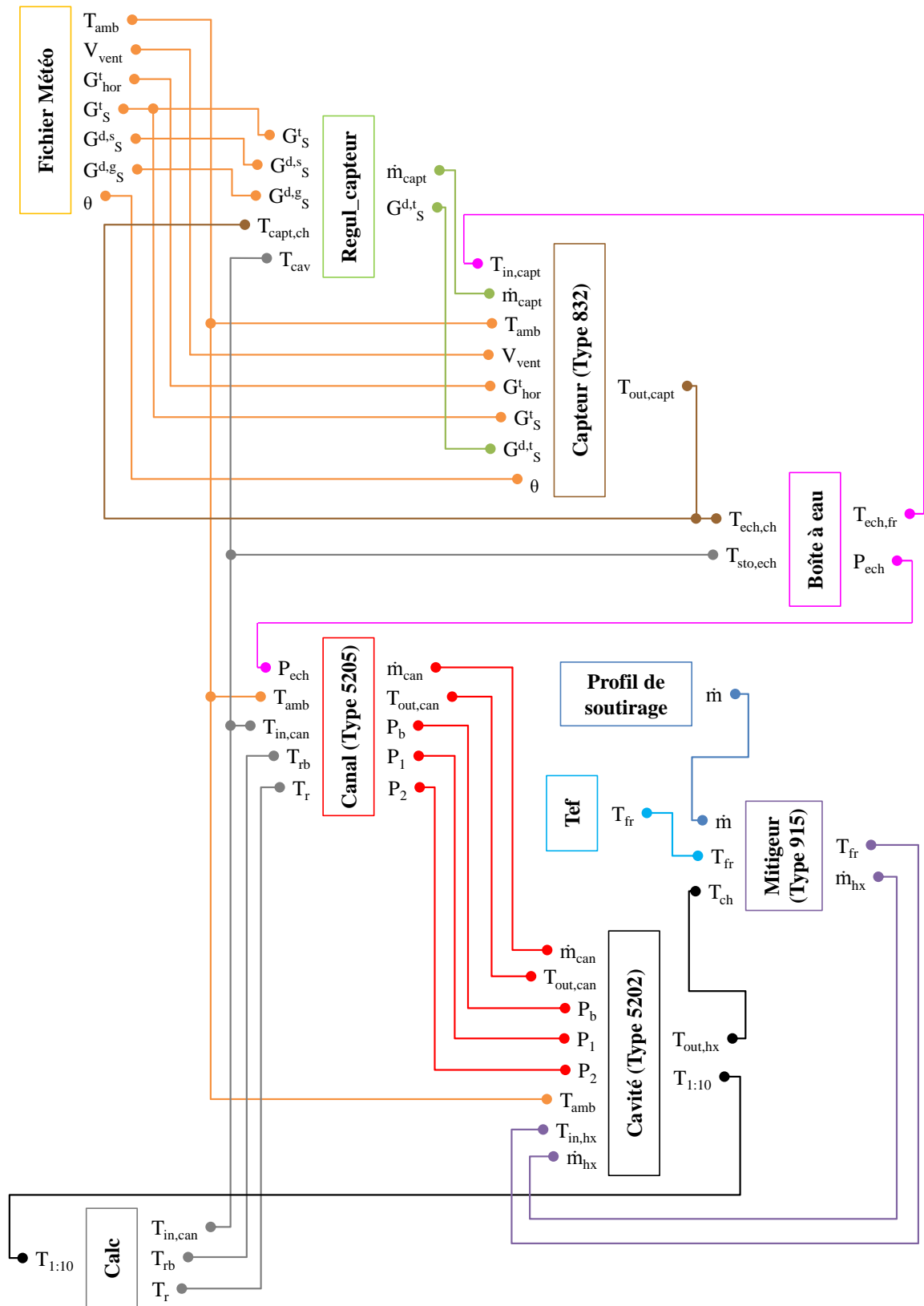


FIGURE 4.6 – Schéma des différents composants de la simulation globale TRNSYS et de leurs connexions

Le capteur

Dans le prototype, le capteur solaire utilisé est de type "tubes sous vide". Il existe dans TRNSYS un modèle pouvant représenter ce type de capteurs : le Type 832 [144]. Certains paramètres tels que la surface du capteur ou son inclinaison dépendent de la géométrie étudiée et vont être variés par la suite pour évaluer leur influence sur les performances du CSIS. D'autres sont des paramètres liés à la performance du capteur choisi et étudié, comme c'est le cas des différents coefficients pour le calcul de son rendement. Les valeurs utilisées sont données dans la table 4.3, les grandeurs étant celles spécifiées dans l'expression 1.3.

Symbole	Signification	Unité	Valeur
a_0	Rendement optique	-	0,66
a_1	Coefficient de perte du premier ordre	W/(m ² .K)	0,82
a_2	Coefficient de perte du second ordre	W/(m ² .K ²)	0,00064

TABLE 4.3 – Coefficients pour le rendement du capteur

Concernant la façon dont le capteur est modélisé, plusieurs options sont disponibles dans le Type 832. Dans notre cas, le choix d'un modèle à un seul nœud est effectué, ce qui signifie que l'absorbeur, le capteur et le fluide constituent un seul nœud thermique [145].

Le régulateur

Dans le prototype créé et testé, le débit dans la boucle solaire est assuré par une pompe alimentée par des panneaux solaires photovoltaïques, rendant ce débit dépendant de l'ensoleillement. Sous une certaine valeur d'ensoleillement, l'énergie reçue n'est pas suffisante pour mettre le circulateur en route, et il n'y a donc pas de débit. A partir d'une autre valeur de l'ensoleillement, la pompe a déjà atteint son régime de fonctionnement maximal (une augmentation de l'ensoleillement n'engendre plus d'augmentation de débit). Entre ces deux valeurs, le débit \dot{m} est une fonction de l'ensoleillement G , approximé par un polynôme d'ordre 3.

Dans le prototype, l'expression utilisée pour le débit dans la boucle solaire est donnée par l'expression 4.12 :

$$\dot{m} = 2,009 \times 10^{-6}.G^3 - 2,535 \times 10^{-3}.G^2 + 1,208.G - 1,235 \times 10^2 \quad (4.12)$$

avec $G \in [140; 520]$ W/m², l'éclairement sur la surface du capteur. Pour cette expression, la valeur maximale du débit est d'environ 101 kg/h. A noter que cette approximation donne des valeurs de débit en kg/h. L'allure obtenue par la courbe du débit en fonction de l'éclairement sur la surface du capteur est illustré sur la figure 4.7.

La boîte à eau

Ce dispositif, équipé de chicanes, permet d'échanger l'énergie solaire récupérée par le capteur au réservoir de stockage (la cavité, en passant par le canal) par sa surface inférieure, comme le montre la figure 4.8. Le fluide qui y circule est le même que celui du capteur (eau glycolée).

Pour simuler le comportement de ce composant, il suffit de résoudre les équations de bilan thermiques suivantes :

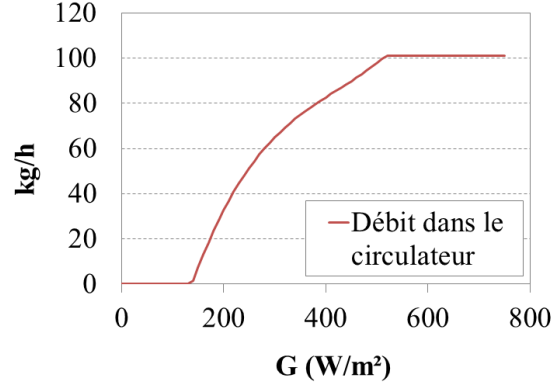


FIGURE 4.7 – Variation du débit dans le capteur en fonction de l'éclairement incident sur sa surface

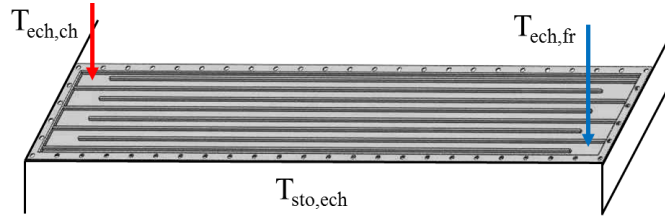


FIGURE 4.8 – Représentation de la boîte à eau avec les températures concernant les échanges de chaleur

$$\phi_{ech} = UA \left(\frac{T_{ech,ch} + T_{ech,fr}}{2} - T_{sto,ech} \right) \quad (4.13)$$

$$\phi_{ech} = \dot{m}_{ech} \cdot C_{P,ech} (T_{ech,ch} - T_{ech,fr}) \quad (4.14)$$

où ϕ_{ech} (W) est la puissance d'échange entre la boîte à eau et le réservoir de stockage, UA (W/K) est le coefficient global d'échange entre ces deux systèmes, $T_{ech,ch}$ et $T_{ech,fr}$ (°C) sont respectivement les températures chaude et froide entrant et sortant de la boîte à eau, tandis que $T_{sto,ech}$ (°C) est la température avec laquelle la boîte à eau échange, \dot{m}_{ech} (kg/s) est le débit dans la boîte à eau (égal à \dot{m}_1 ou \dot{m}_2 selon l'ouverture de vanne), et $C_{P,ech}$ (J/(kg.K)) est sa capacité calorifique.

Le coefficient d'échange a été déterminé suite à des expériences réalisées sur le prototype. Pour des valeurs du débit \dot{m}_{ech} inférieures à 90 kg/h, UA a une valeur constante de 20 W/K. Pour des valeurs du débit supérieures, le coefficient d'échange a pour expression :

$$UA = \frac{19,1}{5,4} \dot{m}_{ech} - 296,36 \quad (4.15)$$

Dans cette formule, le débit est exprimé en kg/h.

4.2.2 Hypothèses de fonctionnement

Maintenant que les différents composants du système sont modélisés, il faut représenter l'environnement du CSIS ainsi que ses conditions d'utilisation.

Paramètres liés à l'environnement extérieur

Les données météo

La librairie de TRNSYS propose un grand nombre de villes françaises, européennes et mondiales, dont les fichiers sont basés sur les données de Meteonorm, ou alors dans le cas de Chambéry sur les mesures réalisées lors du test du prototype en conditions réelles de fonctionnement (à l'extérieur). Selon les localisations, les températures moyennes annuelles et l'intensité du rayonnement solaire ne sont pas les mêmes.

Si l'on considère les villes de Chambéry, Carpentras et Strasbourg, il est possible de comparer les différences observées sur ces grandeurs (figure 4.9).

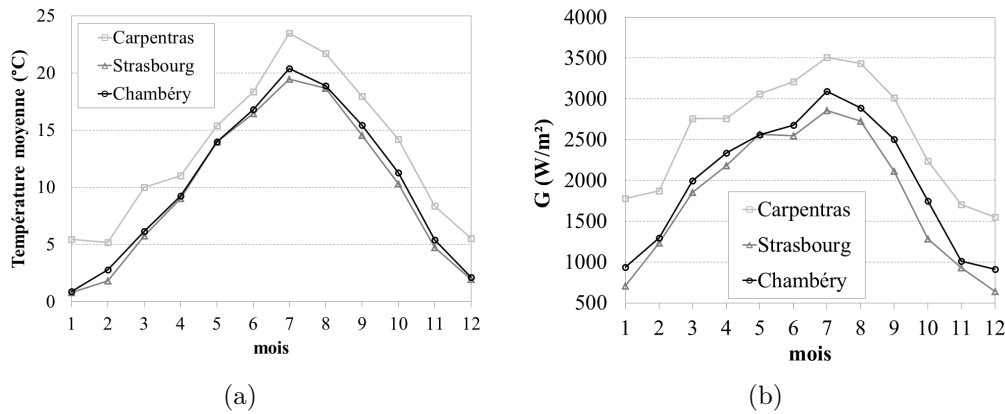


FIGURE 4.9 – (a) Température moyenne et (b) Intensité du rayonnement solaire sur la surface du capteur pour différentes villes

Ces villes sont celles qui ont été choisies pour comparer l'efficacité du système complet dans le cadre de différentes localisations géographiques.

La température de l'eau froide T_{ef}

La température du réseau est en moyenne de 10 °C mais n'est pas constante au cours du temps, et dépend également de la localisation géographique. En effet, elle se calcule de la manière suivante :

$$T_{ef} = T_{av} + dT_{ampl} \cdot \sin \left(360 \cdot \frac{t + (273,75 - d_{off}) \cdot 24}{8760} \right) \quad (4.16)$$

où T_{av} (°C) est la température annuelle moyenne d'eau froide, dT_{ampl} (°C) est l'amplitude annuelle de la température d'eau froide, t (h) le temps en cours et d_{off} le jour avec la température la plus froide (servant de facteur de déphasage pour la sinusoïdale).

La table 4.4 donne les valeurs de ces paramètres pour les différentes villes choisies.

Paramètres liés au soutirage

En ce qui concerne la boucle de l'ECS, elle démarre avec l'échangeur présent au sein du réservoir. Les autres éléments à prendre en compte sont la consigne de température et le profil de soutirage.

Les paramètres de l'échangeur ECS

Ville	T_{av}	dT_{ampl}	d_{off}	Zone thermique
Chambéry	10,58	4,25	60	H1c
Carpentras	13,53	4,45	60	H2d
Strasbourg	9,64	4,3	60	H1b

TABLE 4.4 – Coefficients pour le calcul de la température de l’eau froide venant du réseau et zone thermique de chaque ville [7]

En ce qui concerne l’échangeur ECS présent dans le modèle du CSIS modifié (Type 5202), il s’agit d’un échangeur en serpentin. Il est réparti de manière équitable entre les dix nœuds du réservoir, ce qui signifie que l’échangeur est présent à 10 % dans chaque nœud. Pour comprendre l’interaction de cet échangeur avec le ballon, il convient de retourner aux équations présentes dans le modèle du Type 541, qui n’ont pas été modifiées (elles ont été explicitées dans la section 4.1). Outre la distribution de l’échangeur dans le réservoir, d’autres paramètres doivent être spécifiés, comme par exemple les coefficients pour la convection naturelle ou l’épaisseur du tube et sa conductivité (donc le matériau le constituant).

Dans notre cas, l’échangeur a une longueur de 30 m, son diamètre intérieur est de 20 mm et son diamètre extérieur de 22 mm, et il est fait de cuivre présentant donc une conductivité thermique d’environ 400 W/(m.K). Concernant les coefficients pour la corrélation pour le nombre de Nusselt à l’extérieur du tube dans le cas d’un écoulement de convection naturelle définie par l’équation (4.11), nous utilisons les valeurs suivantes :

- $C = 0,48$
- $n = 0,25$
- $GF = 1$
- $m = 1$

Ces valeurs sont celles proposées de base dans le modèle et qui sont issues des corrélations de Churchill et Chu [146].

Le profil de soutirage

Pour une maison individuelle, les besoins moyens en eau chaude sanitaire sont de l’ordre de 200 L par jour à 45 °C. Néanmoins, les variations horaires sont prises en compte par l’utilisation d’un profil de soutirage issu des travaux de la tâche 26 de l’Agence Internationale de l’Énergie (AIE) [147], comme le montrent les courbes de la figure 4.10.

La température de consigne

Le mitigeur (Type 915) permet de réguler la boucle ECS : les besoins en termes de débit y sont lus depuis le profil de soutirage imposé permettant de donner un débit pour l’échangeur, la température d’eau froide y est intégrée et communiquée à l’échangeur serpentin de la cavité (température d’entrée de l’échangeur), et la température d’eau chaude (sortie de l’échangeur) est également une entrée de ce système. Il est aussi possible d’y spécifier la température de consigne T_{cons} , à savoir 45 °C dans notre cas.

4.2.3 Évaluation des performances annuelles

Dans notre étude, le critère de performance qui nous intéresse est la couverture solaire CS , définie telle que :

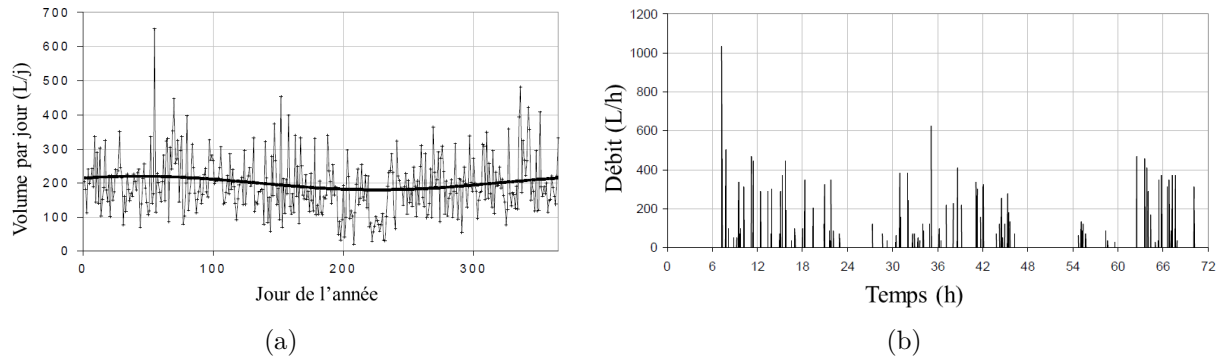


FIGURE 4.10 – (a) Volume d'eau moyen puisé par jour durant une année et (b) Débit de puisage au cours du temps

$$CS = \frac{\text{Energie récupérée dans le stockage solaire}}{\text{Besoins en ECS}} \quad (4.17)$$

Le numérateur est déterminé par le Type de la cavité : il s'agit de l'énergie apportée à l'échangeur par le réservoir durant l'année. Quant au dénominateur, il s'agit d'intégrer sur l'année la puissance B nécessaire à la chauffe de l'eau froide jusqu'à la température de consigne :

$$B = \dot{m}_{hx} \cdot C_P (T_{cons} - T_{ef}) \quad (4.18)$$

La couverture solaire permet de déterminer quelle part des besoins en ECS est couverte par le CSIS installé dans le bâtiment.

Il est également possible de calculer la productivité $Prod$ déterminée par de la façon suivante :

$$Prod = \frac{\text{Energie récupérée dans le stockage solaire}}{\text{Surface du capteur solaire}} \quad (4.19)$$

Dans les résultats qui vont être présentés par la suite, l'orientation choisie pour le CSIS est au sud. Le pas de temps pour le calcul est de trois minutes, et le choix est fait d'une intégration du CSIS à la toiture du bâtiment, ce qui signifie que les parois de la cavité arrière et latérales vont être à la température du bâtiment (supposée constante à 20 °C). La cavité a pour dimensions (L×H×e) = 1,5 × 1,3 × 0,091 m³, ce qui donne un volume de 200 L environ. Le capteur solaire recouvre la surface supérieure de la cavité, ce qui correspond à une surface d'environ 2 m².

Le cas de référence qui servira de point de comparaison par la suite est celui se situant à Chambéry et ayant une inclinaison de 45 °. Dans ce cadre, la couverture solaire annuelle est de 35,8 %, et la productivité est de 532 kWh/m². Les bilans d'énergie globaux dans le système sont respectés avec moins de 2 % d'erreur pour le canal et la boucle ECS, et à 0,1 % pour la cavité.

Influence de l'angle d'inclinaison du système

Lorsqu'on fait varier l'angle d'inclinaison du système, toutes les autres variables étant égales par ailleurs, on remarque que plus l'angle est faible (plus le système est proche de

l'horizontale), plus la couverture solaire et la productivité sont élevées comme le montrent les résultats de la table 4.5. On remarque toutefois qu'entre 15 et 45 °, les résultats obtenus sont proches.

Angle (°)	15	30	45	60
<i>CS</i> (%)	36,9	36,7	35,8	33,7
<i>Prod</i> (kWh/m ²)	547	544	532	500

TABLE 4.5 – Valeurs annuelles moyennes pour différents angles d'inclinaison du CSIS, de la couverture solaire et de la productivité

La figure 4.11 montre les différentes valeurs de la couverture solaire en fonction de l'angle d'inclinaison du système selon les différents mois de l'année.

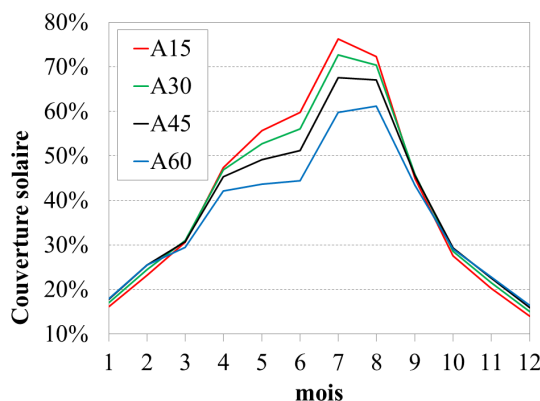


FIGURE 4.11 – Couverture solaire moyenne mensuelle selon l'angle d'inclinaison du système

Il est intéressant de constater que pour les mois d'hiver, la couverture solaire est légèrement supérieure pour les angles plus forts à celle des angles plus faibles (dû au fait qu'en hiver le soleil est plus proche de l'horizon). Toutefois, cette faible différence ne compense pas l'écart plus important observé pour les mois plus chauds.

Influence de la longueur de l'échangeur

Nous avons fait varier la longueur de l'échangeur dans le réservoir. Les résultats montrent que plus on augmente la longueur de l'échangeur, plus la couverture solaire augmente : elle est de 34,5 % pour une longueur de tube de 25 m, de 35,8 % pour une longueur de 30 m (cas de référence) et de 36,9 % pour un échangeur de 35 m. Cette différence est observée de la même manière si l'on compare les couvertures solaires mensuellement. Puisque la surface du capteur n'a pas été changée dans cette étude, les variations de la productivité suivent celles de la couverture solaire.

Il convient toutefois d'être vigilant quand à l'augmentation de la longueur de l'échangeur : tout le fluide se trouvant dans l'échangeur ne fait pas à proprement parler partie du fluide servant au stockage. Ainsi, une augmentation du volume de l'échangeur revient à diminuer le volume disponible pour le stockage de l'énergie.

Influence de la localisation

En fonction des zones géographiques et des conditions environnementales qui varient (comme cela a été mis en évidence figure 4.9), le système ne va pas avoir le même comportement, et donc pas la même efficacité. La table 4.6 compare les résultats obtenus, en les mettant en parallèle avec des données liées aux conditions environnementales.

Ville	Chambéry	Carpentras	Strasbourg
T (°C)	10,3	13,1	9,8
G (W/m ²)	1000	1287	902
CS (%)	35,8	45,5	32,6

TABLE 4.6 – Valeurs annuelles moyennes pour différentes villes de la température extérieure, de l'éclairement dans le plan du capteur et de la couverture solaire

Il est possible de remarquer que lorsque les conditions extérieures sont favorables (température extérieure et ensoleillement plus élevés), alors les performances du système sont augmentées.

Comparaison par rapport à un système classique

Afin de pouvoir comparer notre CSIS à des systèmes plus classiques, nous avons effectué une modélisation avec un système thermosiphon dont un modèle existe déjà dans TRNSYS (Type45). Ce modèle considère un capteur avec un système de stockage non intégré au capteur : le capteur est plan et le réservoir de stockage est cylindrique. Nous allons considérer que le stockage se trouve entièrement à l'intérieur du bâtiment, donc sa température environnante est de 20 °C. Cette hypothèse est celle utilisée pour les faces latérales et inférieure de notre CSIS, permettant donc de considérer un échange dans les mêmes conditions sur une partie des parois du réservoir de stockage. Nous avons, dans la mesure du possible, essayé de garder les paramètres de la modélisation proches de la configuration du CSIS, à savoir :

- Pour le capteur, nous utilisons la même surface (2 m²) ainsi que le même angle d'inclinaison. Le capteur est plan dans ce modèle et non sous vide comme dans le cas de base, et l'expression de son efficacité ne comprend que deux coefficients. Nous avons donc utilisé une corrélation pour trouver des coefficients pour l'efficacité du capteur les plus proches possibles du cas de référence. Cela permet d'avoir pour les deux cas des énergies récupérées par le capteur très proches.
- Pour le réservoir, nous avons gardé une même isolation avec un coefficient d'échange global de 2 W/(m².K) ainsi qu'un même volume de stockage de 200 L. Ce dernier paramètre implique que le rapport de forme du réservoir n'est pas conservé entre nos deux cas d'étude du fait de la géométrie cylindrique du réservoir dans le cadre du modèle thermosiphon. Ainsi, pour un volume constant, le rapport de forme H/D est proche de 3, ce qui est très éloigné du rapport de forme de la configuration du CSIS. Cela va donc avoir un impact important sur la surface déperditive.
- En ce qui concerne le soutirage, les mêmes profils sont utilisés avec les mêmes températures d'entrée, et l'appoint est placé à l'extérieur du réservoir pour pouvoir estimer la couverture solaire de la même manière.

Néanmoins, certaines différences entre le thermosiphon et notre CSIS ne peuvent pas être évitées : tous les échanges dans le cas du thermosiphon sont directs (le même fluide circule

entre la boucle solaire et le stockage ainsi qu'entre le stockage et l'ECS), alors que tous ces échanges sont indirects dans le cas de notre CSIS.

Les résultats obtenus sont montrés dans la table 4.7. Il est donc possible de remarquer que dans tous les cas, les performances annuelles sont supérieures pour le système à thermosiphon.

CS	Chambéry	Carpentras	Strasbourg
CSIS	35,8	45,5	32,6
thermosiphon	48,3	63,7	43,7
écart (%)	25,9	28,6	25,4

TABLE 4.7 – Valeurs annuelles moyennes de la couverture solaire pour différentes villes pour le cas de notre CSIS et d'un système à thermosiphon

Afin de pouvoir mieux comprendre les différences, il est intéressant de comparer les niveaux d'énergie pour différentes parties du système comme le montre la figure 4.12.

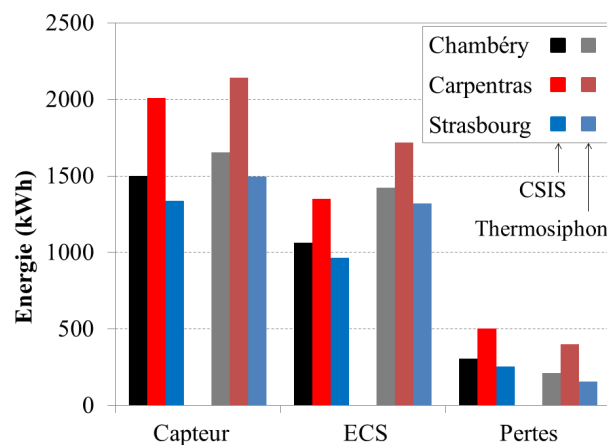


FIGURE 4.12 – Energie annuelle récupérée par le capteur, l'échangeur ECS, et perdue vers l'environnement pour différents systèmes et villes

Il est possible de constater que pour toutes les villes, l'énergie récupérée par le capteur et par l'échangeur ECS est supérieure pour le cas du thermosiphon, tandis que les pertes sont moindres dans ce cas pour toutes les villes également. Cela permet donc d'expliquer les écarts au niveau de la couverture solaire.

L'écart pour l'énergie récupérée par le capteur observé entre les deux types de systèmes varie autour de 8,5 %. La plus grande quantité d'énergie récupérée par le capteur du thermosiphon peut s'expliquer par les différences de coefficients pour le calcul de son efficacité et par la modélisation du capteurs et son type n'est pas le même que celui utilisé pour le CSIS. En ce qui concerne les pertes, les valeurs plus faibles dans le cas du système à thermosiphon peuvent s'expliquer de deux manières. D'une part, l'ensemble du réservoir échange avec la température constante du bâtiment (20 °C) et n'est jamais en contact avec l'extérieur et d'autre part, le rapport de forme n'est pas le même : le réservoir dans le cas du système à thermosiphon est plus compact, ce qui a tendance à diminuer les pertes vers l'extérieur (la surface d'échange pour le cas du thermosiphon est plus de deux fois inférieure à celle du CSIS). De plus, la méthode de modélisation du réservoir n'est pas la

même pour les deux systèmes : pour notre cas, le réservoir est divisé en nœuds de même volume tandis que pour le modèle du thermosiphon la stratification est modélisée par un écoulement piston (se référer à la section 1.3 pour une explication du fonctionnement de ce modèle). Ces différences peuvent donc avoir une influence sur le calcul des pertes. Ainsi, compte tenu d'une plus grande énergie récupérée par le capteur et des moindres pertes, la plus grande quantité d'énergie récupérée pour l'ECS par le système à thermosiphon semble logique.

Influence de la taille de l'installation

Afin d'augmenter l'énergie récupérée au niveau du capteur et de l'échangeur ECS, nous allons augmenter la taille du système en la multipliant par 1,5 et 2. Les paramètres modifiés ainsi que les résultats obtenus en termes de couverture solaire et productivité sont montrée dans la table 4.8.

Nom de la configuration	base	gd	gdp
Largeur (m)	1,5	2,25	3
Surface du capteur (m ²)	2	3	4
Volume du stockage (L)	200	300	400
Longueur de l'échangeur (m)	30	45	60
<i>CS</i> (%)	35,8	47,3	55,9
<i>Prod</i> (kWh/m ²)	532	467	414

TABLE 4.8 – Différents paramètres du CSIS avec la valeur de la couverture solaire et de la productivité

Il est possible de remarquer que plus la taille du système augmente, plus la couverture solaire est importante, ce qui est logique puisque plus d'énergie est captée, stockée et délivrée à l'échangeur ECS qui est également plus grand. En revanche, on constate que la productivité suit une tendance inverse : elle diminue lorsque la taille du système augmente puisque la taille de la surface des capteurs est augmentée. Les énergies annuelles dans différentes parties du système indiquées figure 4.13 permettent de comprendre ce résultat (les valeurs encadrées indiquent l'écart par rapport au cas de base).

Il est intéressant de constater que les énergies dans les différentes parties du système n'augmentent pas dans les mêmes proportions si la taille du système est augmentée : l'énergie récupérée par l'échangeur ECS augmente moins fortement que l'énergie solaire captée, tandis que les pertes augmentent plus fortement que l'énergie captée. Ainsi, les pertes représentent 20,5 % de l'énergie captée dans le cas de base, alors que pour le cas 1,5 fois plus grand elles passent à 24,2 % pour atteindre 28 % pour un CSIS deux fois plus grand que celui de base.

Influence de la position de la zone d'échange

Pour tester la position basse de la zone de chauffe (cas Hbf), nous avons récupéré les codes des modèles développés dans le cadre du projet ANR RenEauSol, et avons spécifié les mêmes paramètres que ceux indiqués dans notre cas (isolation, paramètres de l'échangeur ECS, etc). Par ailleurs, pour tester une position intermédiaire entre notre cas (nommé Hmfm) et le cas chauffé au bas, nous modifions la positions de la zone d'échange dans notre modèle en la plaçant à une position intermédiaire à ces deux configurations.

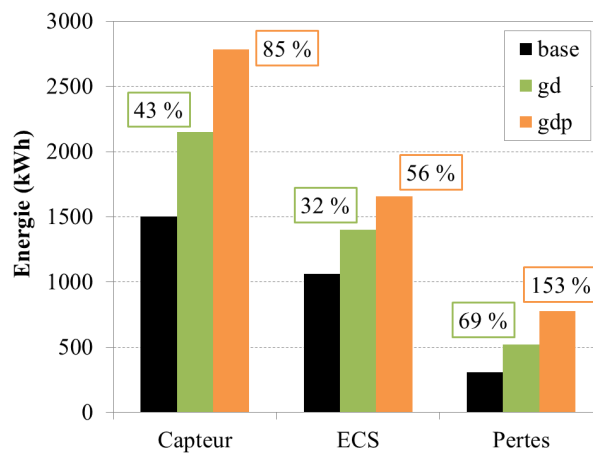


FIGURE 4.13 – Energie annuelle récupérée par le capteur, l'échangeur ECS, et perdue vers l'environnement pour des CSIS de taille différente

Ce cas (dénommé Hif), tout comme le cas Hbf, ont déjà été étudiés par CFD lors de l'étude numérique préliminaire aux expérimentations présentée en section 2.1 (voir figure 2.3). Pour ces deux cas, il n'y a pas de rétrécissement d'épaisseur du canal à sa sortie du fait qu'il n'y a pas d'écoulement inverse observé dans ces configurations (les différents modèles développés ne prennent pas en compte ce phénomène). Ainsi, l'épaisseur du canal est constante à 5 mm.

Pour le cas chauffé tout en bas, la couverture solaire obtenue est de 31,3 %, alors qu'elle est de 33,8 % pour le cas de chauffe en position intermédiaire et de 35,8 % pour le cas de référence (chauffé au milieu). Par conséquent, il est possible de conclure que lorsque la zone chauffée est placée plus haute dans la cavité, la couverture solaire est augmentée.

Influence de l'isolation

Nous allons maintenant faire varier l'isolation de la cavité en l'augmentant, pour voir l'influence de ce paramètre sur la couverture solaire pour les cas avec différentes positions de la zone d'échange. Nous allons réduire de moitié le coefficient global d'échange, qui passe donc de $2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ à $1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Les résultats obtenus sont présentés dans la table 4.9.

CS	Hbf	Hif	Hmfm
U2	31,3	33,8	35,8
U1	33,8	37,1	38,9
Augmentation (%)	8,3	9,8	8,6

TABLE 4.9 – Valeurs annuelles moyennes de la couverture solaire pour différentes positions de la zone d'apport de chaleur et isolations

Il est tout d'abord possible de constater que pour tous les cas, une meilleure isolation engendre une couverture solaire plus importante, et ce dans les mêmes proportions environ pour toutes les configurations. Aussi, le pourcentage de pertes par rapport à l'énergie solaire captée diminue lorsque l'on augmente l'isolation : elle passe de 20,5 % pour le

cas Hmfm avec un coefficient d'échange global de $2 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$ à 12 % lorsque le coefficient d'échange global est diminué de moitié. Cette variation se retrouve dans les mêmes proportions pour les autres cas.

La diminution supplémentaire de l'isolation conduit à l'obtention d'une même tendance, mais de moins en moins marquée : pour un coefficient d'échange global de $0,5 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$, la couverture solaire n'augmente que 2,3 % par rapport au cas avec un coefficient d'échange global de $1 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$ pour le cas Hmfm, et elle augmente de 7,5 % pour les cas Hif et Hbf. Néanmoins, pour les cas Hif et Hmfm, le fait d'améliorer la stratification par rapport au cas Hbf conduit à l'obtention de températures en haut de la cavité qui peuvent excéder 100°C à certains moments, pouvant poser problème pour la durabilité du CSIS.

4.3 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons créé un modèle de la cavité avec plaque de stratification en codant deux types sous le logiciel TRNSYS : un pour le canal couplé à un autre pour la cavité, ce dernier étant basé sur un modèle de CSIS déjà existant. Nous avons constaté que les modèles reproduisent correctement le contenu énergétique de la cavité, mais ne rendent pas l'information en termes de stratification de manière aussi marquée que les résultats CFD ou expérimentaux.

Les modèles codés ont été placés dans une configuration représentant le CSIS complet dans son environnement et selon des conditions d'utilisation définies. La couverture solaire a été estimée à 35,8 % pour une surface de capteurs de 2 m^2 et un volume de stockage de 200 L. Dans ce cas, la productivité est de $532 \text{ kWh}/\text{m}^2$. Il est possible d'augmenter la couverture solaire en diminuant l'angle d'inclinaison du CSIS (plus proche de l'horizontale), en augmentant son isolation et la longueur de l'échangeur ECS. Si la taille du système est augmentée, la couverture solaire l'est également, mais la productivité baisse du fait de l'augmentation de la surface du capteur, mais aussi des pertes vers l'extérieur plus importante que celle de la récupération de l'énergie par l'échangeur ECS. Par ailleurs, nous avons constaté que le fait de placer la zone d'échange plus haut dans la cavité augmente la couverture solaire par rapport à une position tout en bas.

Conclusion générale et perspectives

L'objectif de ce travail était de mettre en place une bonne stratification thermique dans une cavité fermée à haut rapport de forme ($H/L = 13$) et chauffée à flux constant qui s'apparente au réservoir de stockage d'un capteur solaire à stockage intégré (CSIS).

Dans le premier chapitre, nous avons réalisé un état de l'art des différents CSIS existants, en nous intéressant plus particulièrement au capteur autostockeur développé lors du projet ANR RenEauSol car cette configuration est très proche de celle que nous étudions, la seule différence étant la position de la zone d'échange entre la boucle solaire et le stockage. Nous nous sommes ensuite intéressés à l'expression de l'efficacité des systèmes solaires thermiques, dont la performance dépend fortement de l'isolation du réservoir et de la stratification thermique en place. Pour ce dernier paramètre, nous avons revu les différentes méthodes existantes pour la caractériser. Afin de comprendre les phénomènes se déroulant dans la cavité de notre système, nous avons ensuite réalisé une revue bibliographique des comportements du fluide en écoulement de convection naturelle dans une cavité fermée et dans un canal ouvert. Enfin, nous nous sommes intéressés aux différents modèles existants pour simuler le comportement des cavités, et avons choisi la CFD pour modéliser finement les phénomènes se déroulant dans le cas de notre configuration durant quelques heures et les modèles nodaux pour la simulation du CSIS complet à l'échelle annuelle, permettant ainsi l'estimation des performances.

Dans le second chapitre, nous avons étudié expérimentalement les phénomènes se déroulant dans la cavité fermée. Nous avons modifié trois paramètres : l'angle d'inclinaison, la densité de flux imposée et la longueur de la plaque de stratification. Les données thermiques sont acquises à l'aide de thermocouples, tandis que les champs de vitesse sont donnés par PIV. L'analyse de ces données a permis de mettre en évidence différents comportements. Pour ce qui est de la thermique, une meilleure stratification est observée (plus grande différence de température entre le haut et le bas de la cavité) lorsque l'angle d'inclinaison est diminué, la puissance de chauffe augmentée et pour la plaque de stratification plus courte. Ces phénomènes trouvent leur origine dans l'écoulement de convection naturelle, qui par définition est couplée aux phénomènes thermiques. L'observation de l'écoulement a permis de distinguer différentes zones : le panache en sortie du canal qui remonte vers le haut de la cavité, l'écoulement inverse qui réinjecte une partie du fluide en sortie du canal, l'écoulement redescendant vers le bas de la cavité à vitesse très lente et le réaspiration par le bas du canal. Nous avons ainsi constaté que l'écoulement inverse est le principal phénomène responsable de la stratification thermique obtenue dans la cavité. Il présente un risque de créer un bouchon thermique générant ainsi un volume mort en bas de la cavité.

Ainsi, dans le troisième chapitre, nous étudions la cavité par CFD (utilisation du logiciel ANSYS-CFX) pour déterminer une configuration numérique capable de reproduire le comportement thermique et hydraulique de la cavité. Nous avons donc testé différentes méthodes de maillage, fait varier la résolution spatiale et temporelle et utilisé différents

modèles (à la fois laminaires et turbulent car l'étude expérimentale n'a pas permis de déterminer le régime de manière précise). Une fois la configuration numérique adaptée obtenue, nous avons modifié des paramètres de la plaque la plus longue (cas Hmf) comme son inclinaison ou l'épaisseur de sortie du canal afin de limiter l'écoulement inverse et donc permettre une meilleure circulation du fluide dans l'ensemble de la cavité. La réduction de l'épaisseur de sortie de canal est l'option retenue car elle maximise le débit dans le canal, et permet de constater qu'au bout de sept heures de chauffe l'écoulement inverse n'apparaît toujours pas.

C'est donc cette configuration de cavité avec plaque qui a été retenue pour simuler, au cours du quatrième et dernier chapitre, le comportement annuel du système complet à l'aide du logiciel TRNSYS. Un modèle pour le canal a été créé, et un modèle de CSIS existant déjà dans les bibliothèques du logiciel a été modifié pour pouvoir être couplé au modèle du canal. Bien que cet ensemble prédise correctement la quantité d'énergie disponible dans la cavité, l'information de stratification (profil de température) n'est pas reproduite de manière convenable, ce qui ne permet plus de comparer les cas selon ce critère. La couverture solaire va donc servir de point de comparaison principal suivant les modifications apportées au système complet. Dans le cadre du système étudié jusqu'à présent, et en créant un modèle complet de CSIS en interaction avec son environnement avec prise en compte des besoins énergétiques, nous obtenons une couverture solaire de 35,8 % et une productivité de 532 kWh/m² pour une surface de capteur de 2 m² et un volume de stockage de 200 L. La valeur de la couverture solaire est augmentée si l'on diminue l'angle d'inclinaison du CSIS, augmente l'isolation globale, ou encore si on augmente la longueur de l'échangeur ECS. Nous avons également remarqué que lorsque la zone d'échange entre la cavité et la boucle solaire est placée en bas de la cavité (configuration du projet ANR RenEauSol), alors la couverture solaire est plus faible de 12,6 %.

Perspectives

Les perspectives de cette étude sont nombreuses, surtout concernant l'étude expérimentale.

En effet, dans le cadre du banc expérimental mis en place, plusieurs expériences nécessitant des adaptations minimales pourraient être réalisées. Par exemple, un zoom de la caméra dans la zone du panache avec un échantillonnage adapté des champs de vitesse permettrait un traitement statistique plus poussé pour aider à la détermination plus précise du régime de l'écoulement. Par ailleurs, un zoom dans la zone de sortie du canal devrait permettre de mieux caractériser l'écoulement inverse ayant lieu dans cette zone, et d'en étudier plus finement les caractéristiques. De plus, en interchangeant la position du laser et de la caméra, il serait possible d'obtenir les champs de vitesse dans un plan orthogonal à celui étudié dans le cadre de la présente étude. Pour ce faire, des adaptations plus lourdes du dispositif expérimental sont à prévoir, mais cela rendrait possible la quantification des effets tridimensionnels, surtout dans la partie haute de la cavité. Enfin, la modification du protocole expérimental pour limiter l'apparition de bulles dans la cavité lors du remplissage permettrait une amélioration de la confiance dans les résultats.

En ce qui concerne l'étude numérique par CFD, il serait intéressant de réaliser une simulation numérique par DNS pour comparer avec des modèles plus grossiers tels que ceux utilisés. Par ailleurs, il serait pertinent de réaliser une étude 3D en simulant un demi-domaine voire un domaine entier (les phénomènes tridimensionnels n'étant pas forcément symétriques), afin de voir l'influence de la prise en compte de cet effet sur les résultats obtenus.

Enfin, concernant le modèle global, l'utilisation d'un modèle zonal plutôt que d'un modèle nodal devrait permettre une meilleure description des phénomènes ayant lieu dans la cavité (panache, brassage, etc), et devrait donc rendre possible la description à la fois du contenu énergétique mais également de la stratification.

Bibliographie

- [1] IEA. Key World Energy Statistics. page 82, 2012.
- [2] B. Chaouachi, O. Helal, S. Gabsi, and C. Bouden. Energetic Performances Study of an Integrated Collector Storage Solar Water Heater. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, 3(1) :152–158, 2010.
- [3] A. Mohamad. Integrated solar collector–storage tank system with thermal diode. *Solar Energy*, 61(3) :211–218, September 1997.
- [4] G. Fraisse. Rapport Scientifique du projet ANR Reneausol. Technical report, 2009.
- [5] G. Fraisse. Compte-rendu de fin de projet ANR Reneausol. Technical report, 2009.
- [6] M. Y. Haller, C. A Cruickshank, W. Streicher, S. J. Harrison, E. Andersen, and S. Furbo. Methods to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes - Review and theoretical comparison. *Solar Energy*, 83(10) :1847–1860, 2009.
- [7] J. Souza. *Conception et optimisation d’un capteur solaire thermique innovant adapté à la rénovation énergétique grâce à l’intégration du stockage*. PhD thesis, Université de Savoie, Le Bourget du Lac, 2012. 221 p.
- [8] D. Blandin. *Modélisation et validation expérimentale de nouveaux concepts de ballons solaires à forte stratification*. PhD thesis, INSA Lyon, 2010. 189 p.
- [9] A. Bejan. Convection heat transfer. page 695, 2004.
- [10] S. M. Elsherbiny. Free convection in inclined air layers heated from above. *International journal of heat and mass transfer*, 39(18) :0–5, 1996.
- [11] A. Al-Bahi, M. Al-Hazmy, and G. Zaki. Natural Convection in a Tilted Rectangular Enclosure with a Single Discrete Heater. *Journal of King Abdulaziz University-Engineering Sciences*, 16(2) :117–136, 2005.
- [12] S. K. W Tou, C. P. Tso, and X. Zhang. 3-D numerical analysis of natural convective liquid cooling of a 3×3 heater array in rectangular enclosures. *International journal of heat and mass transfer*, 42, 1999.
- [13] D. Ospir, C. Popa, C. Chereches, G. Polidori, and S. Fohanno. Flow visualization of natural convection in a vertical channel with asymmetric heating. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(4) :486–493, 2012.
- [14] F. Dupont, F. Ternat, S. Samot, and R. Blonbou. Two-dimension experimental study of the reverse flow in a free convection channel with active walls differentially heated. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 47 :150–157, May 2013.
- [15] R. Li, M. Bousetta, E. Chénier, and G. Lauriat. Effect of surface radiation on natural convective flows and onset of flow reversal in asymmetrically heated vertical channels. *International Journal of Thermal Sciences*, 65 :9–27, 2013.

- [16] Trnsys 17. Mathematical Reference. volume 4. 2012.
- [17] TESS Trnsys 17. Type 541. pages 1–14. 1984.
- [18] O. Kusyi and A. Dalibard. Different methods to model thermal stratification in storage tanks Examples on uses of the methods. Technical report, 2007.
- [19] Ansys C F X. *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. 2006.
- [20] R. Khanal and C. Lei. Flow reversal effects on buoyancy induced air flow in a solar chimney. *Solar Energy*, 86(9) :2783–2794, September 2012.
- [21] Network Global Footprint. Earth overshoot day : <http://www.footprintnetwork.org/en/>, 2015.
- [22] International Energy Agency. Solar Energy Perspectives. Technical report, 2011.
- [23] ADEME. Le changement climatique. Technical report, 2012.
- [24] Eurostat. Statistiques européennes : <http://epp.eurostat.ec.europa.eu/>, 2011.
- [25] R. Shukla, K. Sumathy, P. Erickson, and J. Gong. Recent advances in the solar water heating systems : A review. 19(0) :173–190, 2013.
- [26] IEA. Technology Roadmap Solar Heating and Cooling. Technical report, 2012.
- [27] Assemblée Nationale. Le Paquet Energie-Climat de l’Union européenne : http://www.assemblee-nationale.fr/12/controle/delat/dates_cles/paquet_energie-climat.asp.
- [28] ADEME and Ministère du logement et de la ville. ECONOMIES D’ENERGIE DANS LE BÂTIMENT : L ’ ensemble des dispositifs pour améliorer la performance énergétique des bâtiments. Technical report, 2008.
- [29] D. Hirte and A. Bellon. Grenelle Environnement le défi du bâtiment. Technical report, 2009.
- [30] ADEME and CSTB. Réglementation thermique : <http://www.rt-batiment.fr/batiments-neufs/reglementation-thermique-2012/presentation.html>.
- [31] DGALN. Réglementation thermique 2012 : un saut énergétique pour les bâtiments neufs. Technical report, 2011.
- [32] M. Smyth, P. C. Eames, and B. Norton. Integrated collector storage solar water heaters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 10(6) :503–538, 2006.
- [33] C. Cristofari, G. Notton, P. Poggi, and A. Louche. Influence of the flow rate and the tank stratification degree on the performances of a solar flat-plate collector. *International Journal of Thermal Sciences*, 42(5) :455–469, 2003.
- [34] G. R. Timilsina, L. Kurdgelashvili, and P. A. Narbel. Solar energy : Markets, economics and policies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(1) :449–465, 2012.
- [35] S. Sadhishkumar and T. Balusamy. Performance improvement in solar water heating systems—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 37 :191–198, 2014.
- [36] G. Fraisse, M. Pailha, M. Swiatek, C. Paulus, J. Souza, and M. Cosnier. Study of a new Integrated Solar Collector. In *ISES Solar World Congress*, volume 00, 2013.
- [37] Davis Energy Group. SunCache ICAT Final Report. Technical report, 2011.
- [38] Soletrol. Popsol, Topsol : <http://www.soletrol.com.br/>.
- [39] AST Solar Industries. Solar Panel Water Heaters : <http://www.a-s-t.gr/>.

- [40] Orkli. Oksol : <http://www.orkli.es/in/sistemas/oksolen/en/product/characteristics/index.html>.
- [41] Sole S.A. Alpha : <http://www.sole.gr/products.php?cid=1&pid=3>.
- [42] Itho Daalederop Group. Solior FL150T : <http://www.ithodaalderop.nl/>.
- [43] Hydro Quest. SunFlow : http://servamaticsolar-parts.com/servamatic_solar_price_list.
- [44] Sun Earth. CopperHeart : <http://sunearthinc.com/systems/copperheart/>.
- [45] Integrated Solar. CopperSun : <http://www.integratedsolar.com/coppersun.shtml>.
- [46] ATC Solar. SlimSolar : <http://www.atcsolar.it/>.
- [47] Kyoto Clear Energy. Solcrafte : <http://www.solcrafte.com/fr>.
- [48] TCT Solar. ProgressivTube : <http://www.tctsolar.com/index.htm>.
- [49] R. Battisti and A. Corrado. Environmental assessment of solar thermal collectors with integrated water storage. *Journal of Cleaner Production*, 13(13-14) :1295–1300, November 2005.
- [50] F. Ardente, G. Beccali, M. Cellura, and V. Lo Brano. Life cycle assessment of a solar thermal collector. *Renewable Energy*, 30(7) :1031–1054, June 2005.
- [51] Ezing. nanosol : <http://www.ezinc.com.tr/default.asp>.
- [52] Solar Energie Stefanakis. Collecteur Hémisphérique : <http://www.solarenergie-stefanakis.de/>.
- [53] Ecozen. Sferasol : <http://www.sferasol.com/fr/>.
- [54] CEN. norme européenne NF EN 12976-1. 33(0), 2006.
- [55] CEN. norme européenne NF EN 12976-2. 33(0), 2006.
- [56] M. Smyth, P.C. Eames, and B. Norton. Techno-economic appraisal of an integrated collector/storage solar water heater. *Renewable Energy*, 29(9) :1503–1514, July 2004.
- [57] M. Smyth, P.C. Eames, and B. Norton. Heat retaining integrated collector/storage solar water heaters. *Solar energy*, 75 :27–34, 2003.
- [58] M. Smyth, P.C. Eames, and B. Norton. Annual performance of heat retaining integrated collector/storage solar water heaters in a northern maritime climate. *Solar Energy*, 70(5) :391–401, January 2001.
- [59] M. Smyth, P.C. Eames, and B. Norton. A comparative performance rating for an integrated solar collector/storage vessel with inner sleeves to increase heat retention. *Solar Energy*, 66(4) :291–303, July 1999.
- [60] P.B.L. Chaurasia and J. Twidell. Collector cum storage solar water heaters with and without transparent insulation material. *Solar Energy*, 70(5) :403–416, January 2001.
- [61] S. C. Kaushik, R. Kumar, and H. P. Garg. Effect of baffle plate on the performance of a triangular built-in-storage solar water heater. *Energy conversion and management*, 1995.
- [62] Y. M. Han, R. Z. Wang, and Y. J. Dai. Thermal stratification within the water tank. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(5) :1014–1026, 2009.
- [63] G. Rosengarten, G. Morrison, and M. Behnia. A second law approach to characterizing thermally stratified hot water storage with application to solar water heaters. *Renewable and Advances Energy Systems for the 21st Century*, April 1999.

- [64] A. Barzegar and A. A. Dehghan. Transient Thermal Behavior of a Vertical Solar Storage Tank with a Mantle Heat Exchanger during No-Flow Operation. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2(1) :55–69, 2009.
- [65] N. Altuntop, M. Arslan, V. Ozceyhan, and M. Kanoglu. Effect of obstacles on thermal stratification in hot water storage tanks. *Applied Thermal Engineering*, 25(14-15) :2285–2298, October 2005.
- [66] L. J. Shah and S. Furbo. Entrance effects in solar storage tanks. *Solar Energy*, 75(4) :337–348, October 2003.
- [67] J. D. Chung, S. H. Cho, C. S. Tae, and H. Yoo. The effect of diffuser configuration on thermal stratification in a rectangular storage tank. *Renewable Energy*, 33(10) :2236–2245, October 2008.
- [68] M.-S. Shin, H.-S. Kim, D.-S. Jang, S.-N. Lee, Y.-S. Lee, and H.-G. Yoon. Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system. *Applied Thermal Engineering*, 24(1) :17–27, January 2004.
- [69] A. Kaabi, O. Sotehi, and O. Halloufi. Stratification improvement in solar-storage tanks used in individuals and collective solar plants : Use of CFD code. In *Jordan International Energy Conference*, 2011.
- [70] P. C. Eames and B. Norton. The effect of tank geometry on thermally stratified sensible heat storage subject to low Reynolds number flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41(14), 1998.
- [71] J.E.B. Nelson, A.R. Balakrishnan, and S. Srinivasa Murthy. Experiments on stratified chilled water tanks. *Journal of Refrigeration submitted*, 22(September 1997) :216–234, 1999.
- [72] Z. Lavan and J. Thompson. Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks. *Solar Energy*, 19 :519–524, 1977.
- [73] W. P. Bahnfleth and J. Song. Constant flow rate charging characteristics of a full-scale stratified chilled water storage tank with double-ring slotted pipe diffusers. *Applied Thermal Engineering*, 25(17-18) :3067–3082, December 2005.
- [74] J. Waluyo, M. A. A. Majid, and M. Amin. Temperature Profile and Thermocline Thickness Evaluation of a Stratified Thermal Energy Storage Tank. *Int J Mech Mechatron Eng*, (1) :7–12, 2010.
- [75] A. Castell, M. Medrano, C. Solé, and L. F. Cabeza. Dimensionless numbers used to characterize stratification in water tanks for discharging at low flow rates. *Renewable Energy*, 35(10) :2192–2199, 2010.
- [76] M. W. Wildin and C. W. Sohn. Flow and Temperature Distribution in a Naturally Stratified Thermal Storage Tank. Technical Report October, 1993.
- [77] J. E. B. Nelson, A. R. Balakrishnan, and S. Srinivasa Murthy. Parametric studies on thermally stratified chilled water storage systems. *Applied Thermal Engineering*, 19 :89–115, 1999.
- [78] E. Hahne and Y. Chen. Numerical study of flow and heat transfer characteristics in hot water stores. *Solar Energy*, 64(98) :9–18, 1998.
- [79] L.-Y. Wu and R. B. Bannerot. An experimental investigation of the effect of water removal and replacement on the thermal stratification in a horizontal water storage tank. Technical Report November, 1984.

- [80] J. Fernández-Seara, F. J. Uhía, and J. Sieres. Experimental analysis of a domestic electric hot water storage tank. Part II : dynamic mode of operation. *Applied Thermal Engineering*, 27(1) :137–144, January 2007.
- [81] M. A. Rosen. Appropriate Thermodynamic Performance Measures for Closed Systems for Thermal Energy Storage. *Journal of Solar Energy Engineering*, 114 :100–105, 1992.
- [82] H. Yoo and E. T. Pak. Theoretical model of the charging process for stratified thermal storage tanks. *Solar Energy*, 51(6) :513–519, 1993.
- [83] L. J. Shah, E. Andersen, and S. Furbo. Theoretical and experimental investigations of inlet stratifiers for solar storage tanks. *Applied Thermal Engineering*, 25(14-15) :2086–2099, October 2005.
- [84] M. A. Rosen. The exergy of stratified thermal energy storages. *Solar Energy*, 71(3) :173–185, 2001.
- [85] R. Huhn. *Beitrag zur thermodynamischen Analyse und Bewertung von Wasserwärmespeichern in Energieumwandlungsketten*. PhD thesis, Dresden Technical University, 2007.
- [86] M. Y. Haller, E. Yazdanshenas, E. Andersen, C. Bales, W. Streicher, and S. Furbo. A method to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes independently from storage heat losses. *Solar Energy*, 84(6) :997–1007, 2010.
- [87] E. Andersen, S. Furbo, and J. Fan. Multilayer fabric stratification pipes for solar tanks. *Solar Energy*, 81(10) :1219–1226, October 2007.
- [88] V. Panthaloookaran, W. Heidemann, and H. Müller-Steinhagen. A new method of characterization for stratified thermal energy stores. *Solar Energy*, 81(8) :1043–1054, August 2007.
- [89] V. Panthaloookaran, W. Heidemann, and H. Muller-Steinhagen. CFD-based design and characterization of hot water seasonal heat stores. pages 1–7, 2006.
- [90] J. Padet. Convection libre. In *Principes des transferts convectifs*, chapter 5, pages 175–230. 2010.
- [91] C. Daverat. *Étude expérimentale de la convection naturelle en canal vertical à flux de chaleur imposé - Application au rafraîchissement passif des bâtiments*. PhD thesis, INSA Lyon, 2012. 244 p.
- [92] A. Bejan and A. D. Kraus. *Heat transfer handbook*. John Wiley & Sons, 2003.
- [93] T. Fujii. Theory of the steady laminar natural convection above a horizontal line heat source and a point heat source. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 6(6) :597–606, 1963.
- [94] B. Gebhart, L. Pera, and A. W. Schorr. Steady laminar natural convection plumes above a horizontal line heat source. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 13 :161–171, 1970.
- [95] T. Fujii, I. Morioka, and H. Uehara. Buoyant plume above a horizontal line heat source. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 16(9) :755–768, 1973.
- [96] R. G. Bill and B. Gebhart. The transition of plane plumes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18 :513–526, 1975.
- [97] B. R. Morton, G. Taylor, and J. S. Turner. Turbulent gravitational convection from maintained and instantaneous sources. *Proceedings of the Royal Society of London A*, 234 :509–529, 1956.

- [98] T. V. Crawford and A. S. Leonard. Observations of Buoyant Plumes in Calm Stably Stratified Air. *Journal of Applied Meteorology*, 1 :251–256, 1962.
- [99] F. Ogino, H. Takeuchi, I. Kudo, and T. Mizushima. Heated Jet Discharged Vertically Into Ambients of Uniform and Linear Temperature Profiles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 23 :1581–1588, 1980.
- [100] J.A. Liburdy and G.M. Faeth. Theory of a steady laminar thermal plume along a vertical adiabatic wall, 1975.
- [101] C. Inard, A. Meslem, P. Depecker, and P. Barles. Structure moyenne et analyse intégrale du panache thermique des convecteurs électriques, 1997.
- [102] S. Kimura and A. Bejan. The boundary layer natural convection regime in a rectangular cavity with uniform heat flux from the side. *Journal of heat transfer*, 1984.
- [103] T. J. Heindel, S. Ramadhyani, and F. P. Incropera. Conjugate natural convection from an array of discrete heat sources : part 1—two-and three-dimensional model validation. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, (1993), 1995.
- [104] D. Henderson, H. Junaedi, T. Muneer, T. Grassie, and J. Currie. Experimental and CFD investigation of an ICSSWH at various inclinations. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11(6) :1087–1116, August 2007.
- [105] T. J. Heindel, F. P. Incropera, and S. Ramadhyani. Conjugate natural convection from an array of discrete heat sources : part 2—a numerical parametric study. *International journal of heat and ...*, (95), 1995.
- [106] N. H. Saeid. Conjugate natural convection in a porous enclosure : effect of conduction in one of the vertical walls. *International Journal of Thermal Sciences*, 46(6) :531–539, June 2007.
- [107] M. Z. Abdullah, M. A. Mujeebu, and H. Gitano. Transient Natural Convection in a Rectangular Cavity Filled with Porous Medium Heated Discretely at Vertical Wall. *Journal of Engineering Science*, 7 :1–13, 2011.
- [108] S. C. Kaushik, R. Kumar, H. P. Garg, and J. Prakash. Transient analysis of a triangular built-in-storage solar water heater under winter conditions. *Heat Recovery Systems and CHP*, 14 :337–341, 1994.
- [109] Y. Varol and H. F. Oztop. A comparative numerical study on natural convection in inclined wavy and flat-plate solar collectors. *Building and Environment*, 43(9) :1535–1544, September 2008.
- [110] S. Mahmud, P. K. Das, N. Hyder, and A. K. M. Sadrul Islam. Free convection in an enclosure with vertical wavy walls. *International Journal of Thermal Sciences*, 41(5) :440–446, April 2002.
- [111] R. Kumar and M. A. Rosen. Integrated collector-storage solar water heater with extended storage unit. *Applied Thermal Engineering*, 31(2-3) :348–354, February 2011.
- [112] N. Nithyadevi, P. Kandaswamy, and J. Lee. Natural convection in a rectangular cavity with partially active side walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(23-24) :4688–4697, November 2007.
- [113] C. P. Tso, L. F. Jin, S. K. W. Tou, and X. F. Zhang. Flow pattern evolution in natural convection cooling from an array of discrete heat sources in a rectangular cavity at various orientations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(19-20) :4061–4073, September 2004.

- [114] Y. Varol, H. F. Oztop, A. Koca, and F. Ozgen. Natural convection and fluid flow in inclined enclosure with a corner heater. *Applied Thermal Engineering*, 29(2-3) :340–350, February 2009.
- [115] M. Corcione and E. Habib. Buoyant heat transport in fluids across tilted square cavities discretely heated at one side. *International Journal of Thermal Sciences*, 49(5) :797–808, May 2010.
- [116] E. M. Sparrow, G. M. Chrysler, and L. F. Azevedo. Observed flow reversals and measured-predicted Nusselt numbers for natural convection in a one-sided heated vertical channel. *Journal of heat transfer*, 1984.
- [117] C. V. Popa, N. C. Chereches, G. Polidori, and S. Stephane. Experimental Simulations of Ventilation Modes in Double-Skin Envelopes. *Constr., Archit*, pages 125–132, 2006.
- [118] B. Brangeon. *Contribution à l'étude numérique de la ventilation naturelle dans les cavités ouvertes par la simulation des granes échelles ; Application au rafraîchissement passif des bâtiments*. PhD thesis, Le Tampon, 2012.
- [119] B. Brangeon, A. Bastide, and P. Joubert. Étude numérique de la convection naturelle dans un canal incliné chauffé asymétriquement Importance du choix des conditions aux limites d'entrée-sortie, 2013. Journée STF.
- [120] S. Samot, F. Dupont, and F. Penot. Mesure de température dans un écoulement renversé à la sortie d'un thermosiphon vertical chauffé à flux constant. *SFT 2010 France*, 2010.
- [121] TESS. TESS Component Libraries - General Descriptions.
- [122] H. Drück. MULTIPOINT Store - Model for TRNSYS (Type 340), 2006.
- [123] L. Kenjo. *Etude du comportement thermique d'un chauffe-eau solaire à faible débit*. PhD thesis, Université de Nice - Sophia Antipolis, 2003. 278 p.
- [124] A. Lazrak, G. Fraisse, A. Leconte, P. Papillon, and B. Souyri. Vers une méthodologie générique de modélisation par réseaux de neurones des systèmes énergétiques dans le bâtiment. In *Conférence IBPSA*, pages 1–8, Arras, France, 2014.
- [125] S. A. Kalogirou. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(3) :231–295, January 2004.
- [126] S. A. Kalogirou, S. Panteliou, and A. Dentsoras. Artificial neural networks used for the performance prediction of a thermosiphon solar water heater. *Renewable energy*, 1999.
- [127] C. Cetiner, F. Halici, H. Catur, and I. Taymaz. Generating hot water by solar energy and application of neural network. *Applied Thermal Engineering*, 25(8-9) :1337–1348, June 2005.
- [128] T. Petrilă and D. Trif. *Basics of fluid mechanics and introduction to computational fluid dynamics*. Springer, 2005.
- [129] C. T. Shaw. *Using computational fluid dynamics*. Prentice Hall, 1992.
- [130] Jeronimo V.D. Souza, Gilles Fraisse, Mickael Pailha, and Shihe Xin. Experimental study of a partially heated cavity of an integrated collector storage solar water heater (ICSSWH). *Solar Energy*, 101 :53–62, March 2014.
- [131] J. Salat, S. Xin, P. Joubert, A. Sergent, F. Penot, and P. Le Quéré. Experimental and numerical investigation of turbulent natural convection in a large air-filled cavity. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 25(5) :824–832, October 2004.

- [132] R. El Akoury. *Analyse physique des effets de rotation de paroi en écoulements transitionnels et modélisation d'écoulements turbulents autour de structures portantes*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Toulouse, 2007. 135 p.
- [133] R. Bouard. Détermination de la trainée engendrée par un cylindre en translation pour des nombres de Reynolds intermédiaires. *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik*, 48 :584, 1997.
- [134] J. Visscher. Particle Image Velocimetry - Fundamentals and Application, 2011.
- [135] E. F. J. Overmars, N. G. W. Warncke, C. Poelma, and J. Westerweel. Bias errors in PIV : the pixel locking effect revisited. In *International symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, pages 5–8, 2010.
- [136] N. Rivière. *Etude expérimentale d'une injection turbulente : Application au jet impactant une surface libre*. PhD thesis, Université de Bordeaux 1, 2008. 242 p.
- [137] P. Xavier. *Investigation of flame stabilization mechanisms in a premixed combustor using a hot gas cavity-based flame holder*. PhD thesis, Normandie Université, 2014. 223 p.
- [138] E. Rusaouen. *Echanges turbulents en convection thermique*. PhD thesis, Ecole Normale Supérieure de Lyon, 2014. 189 p.
- [139] Ansys C F X. *ANSYS CFX-Solver Modeling Guide*. 2006.
- [140] G. Polidori, C. Popa, and T. H. Mai. Transient flow rate behaviour in an external natural convection boundary layer. *Mechanics Research Communications*, 30(6) :615–621, November 2003.
- [141] Y. S. Muzychka and M. M. Yovanovich. Pressure Drop in Laminar Developing Flow in Noncircular Ducts : A Scaling and Modeling Approach. *Journal of Fluids Engineering*, 131(11) :111105, 2009.
- [142] Y. S. Muzychka and M. M. Yovanovich. Laminar Forced Convection Heat Transfer in the Combined Entry Region of Non-Circular Ducts. *Journal of Heat Transfer*, 126(1) :54, 2004.
- [143] C. Paulus and J. V. D. Souza. Livrable 6 - projet ANR Reneausol : Modelisation . Technical report, 2012.
- [144] E. Bertram, D. Carbonell, B. Perers, M. Y. Haller, M. Bunea, and S. Eicher. Models of Sub-Components and Validation for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 Part D : Ground Heat Exchangers A technical report of subtask C. Technical report, 2012.
- [145] M. Haller, B. Perers, C. Bales, J. Paavilainen, A. Dalibard, and S. Fischer. TRNSYS Type 832 v5 . 01 Dynamic Collector Model by Bengt Perers Updated Input-Output Reference. Technical Report November, 2012.
- [146] S. W. Churchill and H. H. S. Chu. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18(9) :1049–1053, 1975.
- [147] U. Jordan and K. Vajen. Realistic domestic hot-water profiles in different time scales. *Report for IEA-SHC Task*, pages 1–18, 2001.

Annexe A

Efficacité de stratification

Dans cette annexe, nous allons nous intéresser au détail de certaines définitions concernant les efficacités de stratification abordées dans le chapitre 1.1. Les calculs ont été effectués sur la base des simulations CFD préliminaires présentées dans le chapitre 2.1. Les résultats de certaines des définitions retenues y sont présentés table 2.3. Cela a aussi permis de comparer les résultats des valeurs aux observations graphiques. Les considérations qui sont faites ici se veulent pragmatiques : elles vont permettre de choisir un ou plusieurs paramètres pouvant être utilisés pour comparer les différents cas entre eux, mais permettant aussi un calcul à la fois dans la configuration expérimentale dont les résultats sont présentés chapitre 2 et dans les simulations CFD présentées dans le chapitre 3.

De premier abord, le système que nous étudions étant fermé et les échanges étant tous indirects, toutes les définitions contenant un débit d'entrée/sortie ne peuvent pas être adaptées dans notre cas. Par ailleurs, par souci de simplicité mais aussi de manque d'information concernant les résultats expérimentaux, toutes les définitions nécessitant une prise en compte des pertes thermiques du système au cours du temps ne seront pas traitées. Par conséquent, nous nous contenterons d'étudier le système à un instant t , et d'utiliser les définitions comparant des systèmes ayant les mêmes niveaux d'énergie : l'énergie sera réarrangée pour créer un cas parfaitement brassé et un cas parfaitement stratifié.

Concernant les paramètres et indices représentant le degré de stratification, le nombre de Richardson Ri et le nombre de Péclet Pe ne peuvent pas non plus être adaptés à notre cas car leur définition fait appel à une longueur caractéristique et une vitesse caractéristique. Or le choix de ces grandeurs est problématique pour plusieurs raisons. D'une part, cela rend difficile la comparaison des différents cas de l'étude préliminaire du fait du choix de la longueur caractéristique : faut-il prendre l'épaisseur de couche limite dynamique pour les cas sans plaque et l'épaisseur du canal pour les cas avec plaque ? Faut-il prendre en compte l'écoulement inverse ? Le choix de la vitesse caractéristique n'est pas aisé non plus : faut-il se placer à hauteur fixe suffisamment loin de la plaque, ou est-il préférable de se positionner en sortie du canal ou en fin de zone chauffée ? Est-il plus pertinent d'utiliser une vitesse débitante ou une vitesse maximale ? D'autre part, ces grandeurs posent également problème pour permettre une bonne comparaison des cas expérimentaux du fait des perturbations ponctuelles du fluide qui peuvent fortement influencer l'écoulement à un moment donné du temps et/ou de l'espace. Par ailleurs, la précision des résultats dans le panache engendrerait des incertitudes trop importantes, et risquerait de fausser les résultats. Par ailleurs, si l'on souhaite se placer en sortie de canal, la visibilité n'est pas suffisante pour déterminer des vitesses à ces endroits. Par conséquent, les nombres

de Richardson et Peclet ne seront pas retenus pour la comparaison des cas étudiés aux chapitres 2 et 3. Néanmoins, d'autres paramètres et indices représentant le degré de stratification peuvent être calculés, comme le coefficient de stratification ST ou le nombre de stratification Str .

Pour ce qui est des efficacités basées sur la première loi de la thermodynamique, la définition concernant l'efficacité énergétique de la charge (equ. 1.23) peut être utilisée dans notre cas. Cependant, l'expression (equ. 1.28) n'a pas de sens ici, puisqu'il faut définir une température d'entrée et que notre système est fermé. Pour ce type d'efficacité, nous nous baserons donc uniquement sur la définition (1.23).

En ce qui concerne les efficacités basées sur la seconde loi de la thermodynamique, la définition proposée par Rosengarten (equ. 1.34) peut être utilisée mais elle présente des résultats très proches entre eux. Cela est certainement lié au fait que la température de consigne T_{del} , si elle est spécifiée à 55 °C, est trop éloignée des valeurs de températures obtenues dans le système, même après 3h de chauffe. Les autres définitions présentes dans cette partie du manuscrit ne sont pas calculées ici car elles prennent en compte l'historique des pertes durant la charge, et non pas simplement une "photo" du système au moment de l'étude.

Toutefois, l'entropie est également utilisée dans les autres définitions faisant appel à un mélange des méthodes, comme c'est le cas pour la définition du nombre d'évaluation du stockage SEN défini par Panthalookaran et al. [88, 89]. Pour cette définition, la partie sur l'énergie ne peut pas être déterminée car dans notre cas nous considérons les modèles extrêmes (complètement brassé et parfaitement stratifiés) comme contenant la même énergie que le cas étudié. Il est cependant possible de calculer le ratio de génération d'entropie SEN (equ. 1.45). De la même manière, ce calcul peut être utilisé en remplaçant l'entropie par l'exergie. Le nombre de MIX défini par Davidson et al. (1994) (equ. 1.42) peut également être calculé.

Pour la détermination des situations extrêmes, la logique a été la suivante :

- pour le cas complètement brassé, on crée un profil plat de température uniforme égal à la température moyenne du système à l'instant t concerné ;
- pour le cas parfaitement stratifié, le système est séparé en deux parties : celle du bas à température initiale et celle du haut à la température maximale, de telle sorte que l'énergie du système soit la même que celle du cas étudié.

Annexe B

Photos du dispositif expérimental

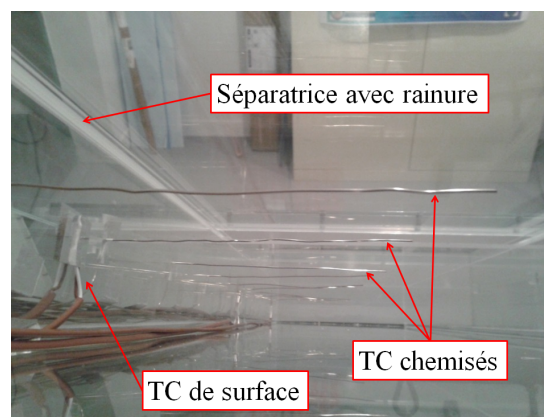


FIGURE B.1 – Thermocouples installés sur la séparatrice dans la cavité

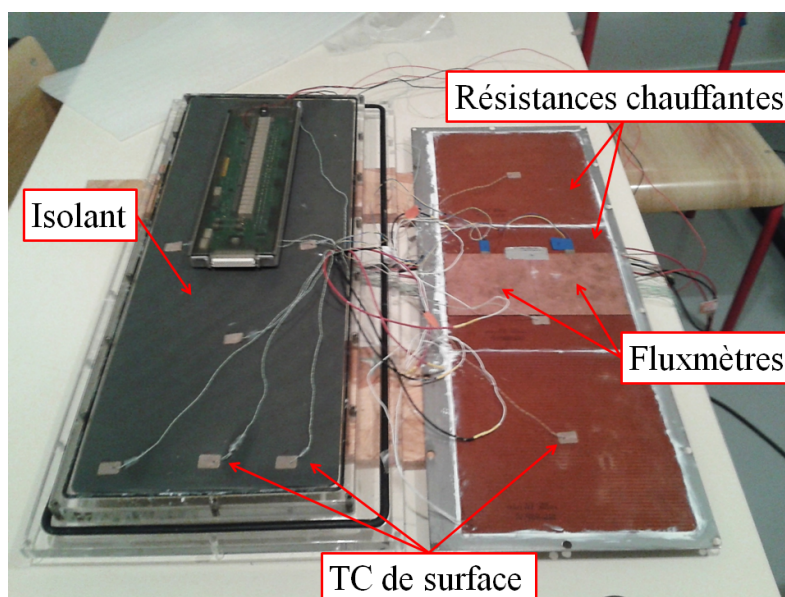


FIGURE B.2 – Installation des différents éléments du bloc de chauffe

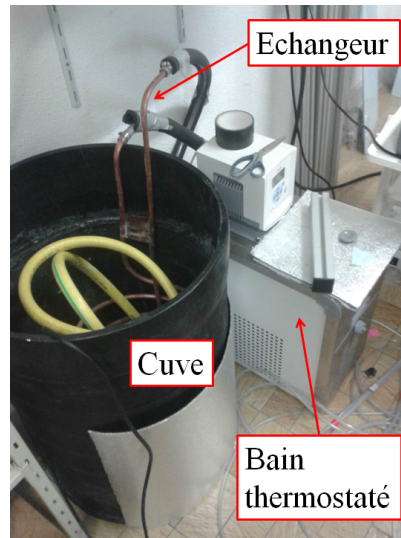


FIGURE B.3 – Cuve pour l'initialisation de la température et bain thermostaté

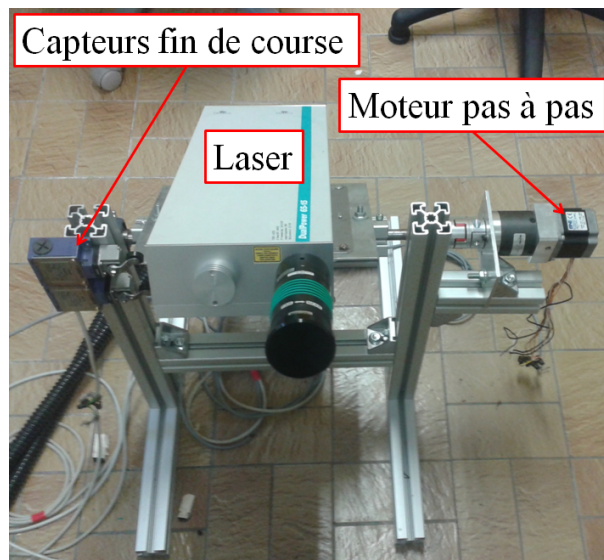


FIGURE B.4 – Laser sur son support à plaque inclinable



FIGURE B.5 – Dispositif expérimental en conditions de fonctionnement

Annexe C

Résistances chauffantes

Les résistances chauffantes installées dans le bloc de la zone chauffée sont faites pour pouvoir reproduire le plus fidèlement possible la condition aux limites de densité de flux imposée constante à une valeur fixée par l'utilisateur. Dans notre montage, nous utilisons trois résistances chauffantes Omegalux® Kapton® KH-808/2 de $0,2\text{m} \times 0,2\text{m}$, branchées en parallèle à un générateur Agilent N5771A (300V, 5A, 1500W). La Fig. C.1 représente le schéma électrique des branchements effectués.

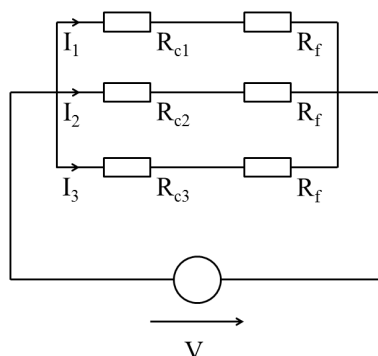


FIGURE C.1 – Schéma électrique du montage des résistances chauffantes

Les résistances chauffantes n'ont pas toutes la même résistance électrique, mais pour qu'elles puissent toutes dissiper la même densité de flux par effet Joule, il faut équilibrer le circuit en ajoutant des résistances supplémentaires de compensation. Pour ce faire, nous avons mesuré la résistance de chaque ensemble chaufferette et fil de rallonge utilisé pour aller jusqu'au domino qui permettra la connexion au générateur. Nous avons ensuite mesuré la résistance du fil de rallonge qui vaut $0,75\ \Omega$ pour chaque fil (donc $1,5\ \Omega$ pour R_f), pour pouvoir en déduire la résistance électrique de chaque résistance chauffante. La puissance dissipée par une chaufferette est donnée par :

$$P_i = R_{ci} I_i = R_{ci} \left(\frac{V}{R_{ci} + R_f} \right)^2 \quad (\text{C.1})$$

où i est l'indice correspondant au numéro de la résistance chauffante (1, 2 ou 3), R_{ci} la valeur de sa résistance électrique et I_i l'intensité qui circule au travers. La tension V est

imposée aux bornes du générateur, et est le même dans les trois « branches ». Pour que les puissances dissipées par les trois résistances chauffantes soient les mêmes, on ajoute une résistance électrique en série à deux des trois branches, la troisième branche étant celle pour laquelle la résistance électrique de la résistance chauffante est la plus élevée (elle ne nécessite donc pas d'ajustement), dans notre cas la résistance numéro 1. La valeur de la résistance supplémentaire est donc donnée par :

$$R_{sj} = \sqrt{\frac{R_{cj}}{R_{c1}}}(R_{c1} + R_f) - (R_{cj} + R_f) \quad (\text{C.2})$$

où j est l'indice de la branche concernée (ici 2 ou 3). L'ensemble des valeurs trouvées est indiqué dans la table C.1.

	$R_c + R_f$ (Ω)	R_f (Ω)	R_c (Ω)	R_s (Ω)
1	81.3	0.6	80.1	0
2	75.23	0.6	74.03	2.93
3	80.18	0.6	78.98	0.55

TABLE C.1 – Valeurs des différentes résistances

Ainsi, en réglant la puissance du générateur, la même puissance sera dissipée dans les trois résistances chauffantes.

Annexe D

Étalonnage des thermocouples

D.1 Principes

D.1.1 Fonctionnement d'un TC, les différents types de TC

Un thermocouple est un moyen permettant de mesurer la température localement dans un milieu ou en surface. Sa taille pouvant être très petite (jusqu'à quelques micromètres de diamètre pour l'élément sensible) et leur faible inertie permettant d'avoir des fréquences d'acquisition élevées en font un outil très répandu. De plus, en comparaison par rapport aux autres moyens de mesure de température et pour la plupart des applications, les thermocouples présentent un faible coût. Les principaux désavantages de cette méthode de mesure sont d'une part la nécessité de disposer d'une température de référence, et d'autre part leur faible sensibilité ($40 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$).

Le principe de mesure de température par un thermocouple est expliqué par la thermoélectricité. En effet, lorsque deux matériaux conducteurs différents sont reliés en une boucle comme sur la figure D.1(a) avec des températures différentes à chacune des deux jonctions, alors un faible courant électrique circule dans cette boucle. Ce phénomène est appelé effet Seebeck, et la force électromotrice induite dépend des coefficients de Seebeck de chacun des matériaux composant le système.

La figure D.1(b) représente un schéma explicatif d'un thermocouple. Le couple de matériaux M1 et M2 qui le constituent sont soudés à une extrémité en un point C également dénommé "soudure chaude"; et leur autre extrémité (FM1 et FM2) est reliée soit directement à un voltmètre, soit à des fils de cuivre qui sont à leur tour reliés soit à un voltmètre, soit à une centrale d'acquisition afin de pouvoir lire la force électromotrice résultante de la différence de température. Les extrémités FM1 et FM2 sont placées à la même température et sont communément appelées "soudure froide". Le type de thermocouple est déterminé par la nature des matériaux le constituant. Dans notre cas, des thermocouples de type T et K sont utilisés, correspondant respectivement à des couples de Cuivre-Constantan et Chromel-Alumel.

Par effet Seebeck, la différence de température entre les soudures chaude et froide résulte en une différence de potentiel entre les points FM1 et FM2 reliée à la température par le coefficient de Seebeck. Ainsi, si la température à la jonction froide est connue, que la différence de potentiel est lue par un voltmètre et que le coefficient de Seebeck est déterminé pour les matériaux M1 et M2 utilisés, alors il est possible de connaître la température de la soudure chaude.

Par conséquent, puisqu'en réalité le thermocouple ne permet de mesurer qu'une diffé-

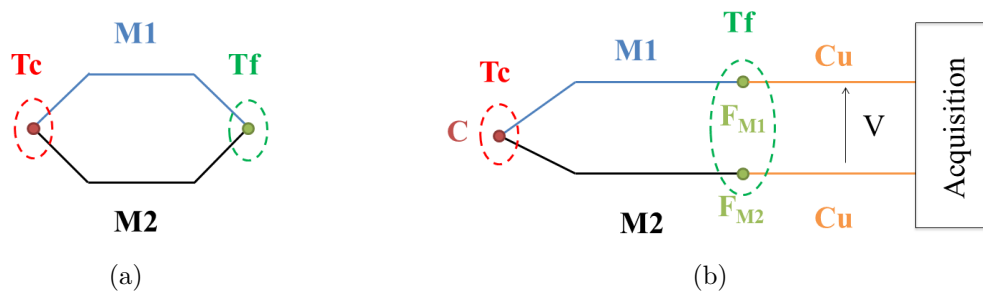


FIGURE D.1 – (a) Schéma de principe de la thermoélectricité et (b) Schéma de principe de mesure de température par thermocouple

rence de température, il est nécessaire de mettre en place une "jonction froide" de température connue afin de pouvoir mesurer le plus précisément possible la température de la soudure chaude. En pratique, toutes les soudures froides sont réunies dans un boîtier isolé contenant également une sonde de précision PT100 pour mesurer la température à l'intérieur du boîtier. Nous utilisons deux boîtiers, un pour chaque type de thermocouple.

D.1.2 Étalonnage des TC : principe et banc

Le principe de l'étalonnage consiste à relier la différence de potentiel lue par la centrale d'acquisition à la température à la soudure chaude. Pour ce faire, nous avons besoin de connaître précisément la température de la soudure chaude et de la soudure froide. Pour cette dernière, nous avons vu précédemment qu'une sonde de précision PT100 est installée dans un boîtier isolé avec les soudures froides de chaque type de thermocouple. En ce qui concerne les soudures chaudes, elles sont placées dans une pièce en laiton trempée dans un bain thermostaté. Dans la pièce en laiton est également placée une sonde de référence PT100 présente au laboratoire dont toute la chaîne d'acquisition est étalonnée par une société extérieure. La photo de la figure Fig. D.2 montre les différentes parties du banc d'étalonnage.

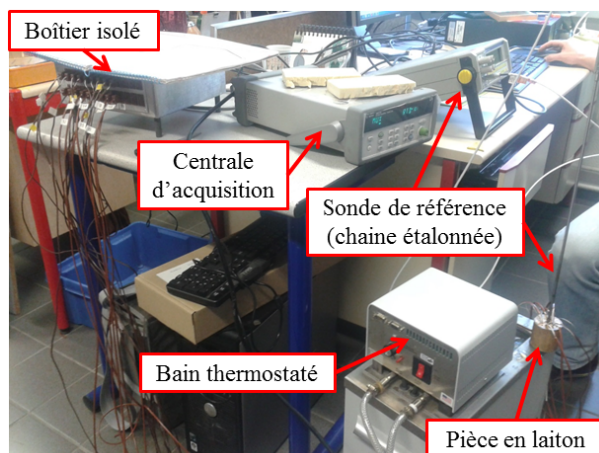


FIGURE D.2 – Banc d'étalonnage des thermocouples

D.2 Résultats

D.2.1 Relevé des mesures

En pratique, pour l'étalonnage des thermocouples, nous avons imposé différents paliers de températures au bain thermostaté dans l'ensemble des températures que nous pouvons attendre lors de l'expérience, et attendu un certain temps à chaque palier pour que la température se stabilise. Nous avons ensuite procédé à l'acquisition de points permettant de trouver la relation entre la température mesurée à la soudure chaude et la mesure de différence de potentiel donnée par la centrale d'acquisition. Plus précisément, la centrale d'acquisition relève une tension V représentant l'ensemble "soudure chaude + soudure froide". La température de la jonction froide étant connue précisément grâce à la sonde PT100 présente dans le boîtier isolé, il est possible grâce à des tables de conversion d'en déduire la tension V_2 associée aux jonctions froides. Ensuite, par soustraction de V_2 à V , il est possible d'en déduire la tension V_1 associée à la soudure chaude de chaque thermocouple. C'est cette tension V_1 que l'on veut relier à la température du bain thermostaté mesurée par la sonde de référence.

Les paliers de température choisis vont de 10 °C à 90 °C par pas de 5 °C. Après stabilisation de la température à un palier, nous faisons l'acquisition de points afin d'effectuer le traitement des valeurs relevées. Avec ces données, et pour chaque thermocouple et tous les paliers, une régression polynomiale du second ordre est réalisée pour faire la relation entre les tensions V_1 acquises et la température mesurée dans le bain thermostaté par la sonde de référence.

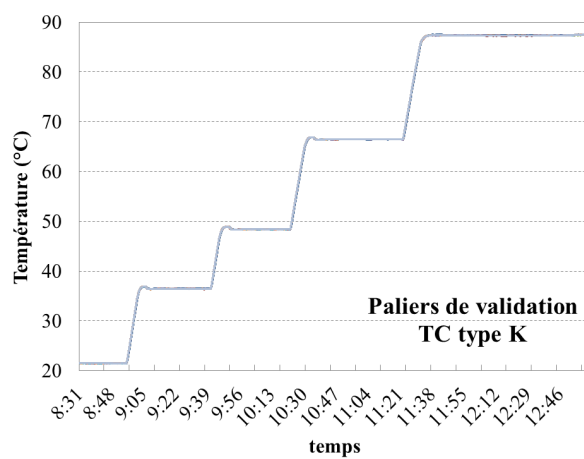
$$T = a_{TC*,i}V_1^2 + b_{TC*,i}V_1 + c_{TC*,i} \quad (D.1)$$

où $a_{TC*,i}$, $b_{TC*,i}$ et $c_{TC*,i}$ sont les coefficients multiplicateurs associés à chaque type de thermocouple (* indiquant T ou K), et i le numéro de ce thermocouple (il y en a 18 de chaque, mais ils sont en réalité numérotés de 2 à 10 puis de 12 à 20, les voies 1 et 11 étant réservées pour brancher la sonde PT100 du boîtier des soudures froides). Ainsi, chaque thermocouple a sa courbe d'étalonnage et ses coefficients qui lui sont associés. Pour tous nos polynômes, le coefficient de régression R contenait au moins cinq 9, ce qui signifie que la courbe de corrélation avec les coefficients trouvés passent presque parfaitement par les points mesurés.

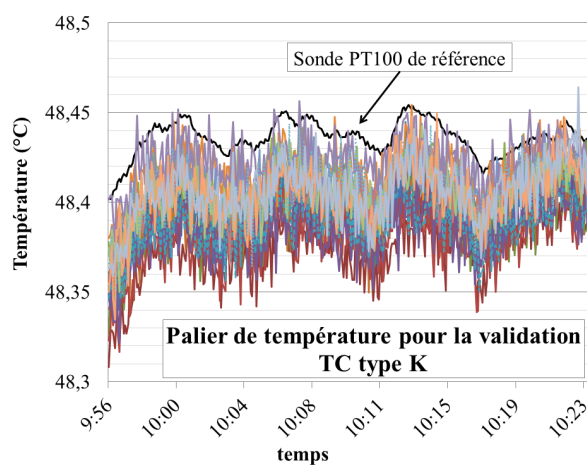
D.2.2 Détermination graphique de l'incertitude

Pour déterminer l'incertitude de manière graphique, nous avons gardé la configuration du banc d'étalonnage et nous avons spécifié des paliers de température pour le bain thermostaté qui ne correspondent pas aux points d'étalonnage : 22 °C, 37 °C, 49 °C, 67 °C et 88 °C. Après avoir attendu la stabilisation du palier, nous comparons l'écart présent entre la sonde de référence et les différents thermocouples présents dans le bain. Les courbes obtenues ont l'allure montrée dans la figure Fig. D.3.

En zoomant à chaque fois sur les paliers de température, il est possible de se rendre compte de l'écart existant entre la courbe de température de la sonde de référence et les températures données par les thermocouples après avoir rentré les coefficients obtenus par l'étalonnage. Il en résulte une erreur de $\pm 0,15$ °C pour les thermocouples de type T et de $\pm 0,2$ °C pour les thermocouples de type K.



(a)



(b)

FIGURE D.3 – (a) Paliers de validation de l'étalonnage pour les thermocouples de type K et (b) zoom sur le palier de température de 49 °C

Annexe E

Programme pour l'automatisation de l'acquisition

Exemple de programme sous EASI-TOOLS pour le contrôle des moteurs permettant le mouvement du laser et de la caméra. Ce programme communique également avec le programme DynamicStudio pour l'actionnement du laser et l'acquisition des images.

```
;27-05-2014
;PROGRAMME AUTOMATISE POUR UN ANGLE DE 45 DEGRES
;LA DISTANCE ENTRE L'AXE DE LA CAVITE ET CELUI DU SUPPORT DU LASER EST DE 1.5M

;*****
;Axe1 : mouvement du laser
;*****

1K ; kill
1CLEAR(ALL) ; efface tout
1START: ; mise sous tension

1DECLARE(MOUV1) ; declaration des routines
1DECLARE(MOUV2)
1DECLARE(TEMPS)
1LIMITS(0,1,1) ; autorisation des deux fin de course NF
1ON

;*****-- declaration des profils de déplacement ---*****
1PROFILE4(2,2,1500,0.5,0) ; profil de déplacement
1PROFILE5(2,2,-27300,0.25,0) ; origine
1PROFILE6(2,2,350,0.75,0) ; origine des mesures
1MI ; mouvement par increment
1LOOP(MOUV1,0) ; MOUV1 est realise infinimt
1END

1MOUV1:
10(XX1XXX) ; sortie 3 ON, autres inchangees
1T0.05
10(XX0XXX)
```

```

1T0.2
1LOOP(MOUV2,10) ; effectue 10 fois MOUV2
1T2.5 ; retour a zero du systeme
1USE(5)
1G
1T1 ; retour a zero des mesures
1USE(6)
1G
1LOOP(TEMPS,1242) ; attente de 1254 fois 0.2s -> pour le vrai test
1END

```

```

1TEMPS:
  1T0.2
1END

```

```

1MOUV2:
  1USE(4)
  1T2.15 ; temps entre mouvements
  1G
1END

```

```

1GOTO(START)
1SV

```

```

;*****
;Axe2 : mouvement de la camera
;*****

```

```

2K ; kill
2CLEAR(ALL) ; efface les routines
;10(0000) ; mise a zero de toutes les sorties
;20(0000)
2START:

```

```

  2DECLARE(MOV1)
  2DECLARE(MOV2)
  2LIMITS(0,1,1) ; autorisation des deux fin de course NF

```

```

2OFF
  2W(MC,90) ; motor current set to 90%
  2W(MR,4000) ; motor resolution set to 4000 step rev
2ON

```

```

;*****-- declaration des profils de deplacement ---*****
2PROFILE1(50,50,-94000,20,0) ; deplacement
2PROFILE2(50,50,10000000,20,0) ; origine du rail
2PROFILE3(50,50,-70000,20,0) ; origine des mesures

```

```

2MI
2LOOP(MOV1,0) ; boucle de nombre indefini
2END

2MOV1:
2TR(IN,=,XX1XX) ; attente que l'entree3 de l'axe2 passe a 1
20(10XX) ; demarrage de la permission du laser

20(X1XX) ; pulsation
20(X0XX)
2T0.75 ; attente

20(X1XX) ; pulsation
20(X0XX)
2T0.05

20(00XX) ; arret de la permission du laser
2T0.25

2LOOP(MOV2,10) ; effectue 5 fois MOV2 (deplacement camera)
2T1.5
2USE(2) ; origine du rail
2G
2USE(3) ; origine des mesures
2G
;2T8
2END

2MOV2:
2USE(1) ; profil de deplacement
2G
2T0.75
20(10XX) ; demarrage de la permission du laser

20(X1XX) ; pulsation
20(X0XX)
2T0.75

20(X1XX) ; pulsation
20(X0XX)
2T0.05

20(00XX) ; arret de la permission du laser
2END

2GOTO(START)
2SV

```


Annexe F

Matrice du système d'équation pour le canal

Le vecteur X des inconnues s'écrit :

$$X = \begin{pmatrix} T_b \\ T_{b1} \\ T_1 \\ T_{12} \\ T_2 \\ T_3 \end{pmatrix}$$

Le vecteur N des second membres s'écrit :

$$N = \begin{pmatrix} \dot{m}C_{P,b}T_0 + \frac{m_b C_{P,b}}{\Delta t} T_{b,0} + S_b \left(\frac{T_{rb}}{R_b} + \frac{T_{amb}}{R_{ib}} \right) \\ \frac{m_1 C_{P,1}}{\Delta t} T_{1,0} + S_1 \frac{T_r}{R_1} + flux \\ \frac{m_2 C_{P,2}}{\Delta t} T_{2,0} + S_2 \left(\frac{T_r}{R_2} + \frac{T_{amb}}{R_{i2}} \right) \\ -1/2T_0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

où $T_{*,0}$ représente la température T_* au pas de temps précédent.

Enfin, la matrice M des coefficients s'écrit comme suit :

$$M = \begin{pmatrix} \frac{m_b C_{P,b}}{\Delta t} + S_b \left(\frac{1}{R_b} + \frac{1}{R_{ib}} \right) & \dot{m} C_{P,b} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\dot{m} C_{P,1} & \frac{m_1 C_{P,1}}{\Delta t} + S_1 \left(\frac{1}{R_1} \right) & \dot{m} C_{P,1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\dot{m} C_{P,2} & \frac{m_2 C_{P,2}}{\Delta t} + S_2 \left(\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_{i2}} \right) & 0 \\ -1 & 1/2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1/2 & -1 & 1/2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/2 & -1 & 1/2 \end{pmatrix}$$